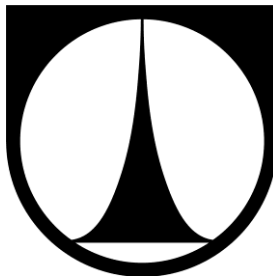


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Studijní program: B 2341 Strojírenství
Obor: 2302 R022 Stroje a zřízení
Zaměření: Stavba strojů

**Konstrukční návrh drásacího zařízení pro
tvorbu povrchové úpravy klobouků**

**Construction design of the scratching
device for a hat surface finishing**

KTS – B064

Adam LUKE

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Konečný, PhD.
Konzultant bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kopal, CSc.

Počet stran: 53
Počet obrázků: 23
Počet příloh: 11



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Adam LUKE
Studijní program	B 2341 Strojírenství
Obor	2302 R022 Stroje a zařízení
Zaměření	Stavba strojů

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Konstrukční návrh drásacího zařízení pro tvorbu povrchové úpravy klobouků.

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce doporučené metody pro vypracování)

1. Proved'te rozbor problematiky pohonu a uložení daného zařízení
2. Proved'te konstrukční návrhy úpravy zařízení
3. Nejvhodnější variantu zpracujte a sestavte model v prostředí Pro Engineer
4. Vypracujte výkresovou dokumentaci navržené úpravy



Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva: **30 stran formát A4**
- grafické práce: **Výkres sestavy zařízení**

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

KRČMA, R.: Stroje a chemická technologie netkaných textilií, Liberec 1983

KRČMA, R.: Teorie netkaných textilií, Liberec 1986

Manuál Pro Engineer

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Konečný, PhD.**

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jaroslav KOPAL, CSc.**

prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.

vedoucí katedry



doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

děkan FS

V Liberci dne 08. 11. 2012

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ). Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.



Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:



Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date

Signature



Poděkování

Rád bych tímto způsobem poděkoval panu Ing. Martinu Konečnému, PhD. za odborné vedení a panu Ing. Jaroslavu Kopalovi za cenné rady, poskytnuté v průběhu práce. Dále také děkuji firmám T.E.A TECHNIK s.r.o. a UZIMEX PRAHA, spol. s.r.o. za poskytnutí informací a podkladů pro zpracování konstrukčních návrhů.

Anotace

Tématem této bakalářské práce je tzv. drásací zařízení, což je stroj používaný ve firmě TONAK a.s. k povrchové úpravě klobouků při jejich výrobě. Cílem je navrhnout novou konstrukci pohonu tohoto stroje.

V první části práce je proveden popis drásacího zařízení, rozbor pohonu a zhodnocení dosavadních konstrukčních úprav, které již byly provedeny v minulosti, kdy byl stroj předmětem jiné bakalářské práce.

Druhá část práce je teoretická a jsou v ní popsány principy návrhu pohonu z hlediska volby pohonné jednotky, navrhování mechanických převodů a dimenzování hřídelů.

Poslední část bakalářské práce se zabývá vlastním řešením, kde jsou nejprve spočteny parametry řemenového převodu a na jejich základě vytvořeny konstrukční návrhy.

Klíčová slova

Drásací zařízení, pojistná přírubová spojka, magnetická spojka, centrální stůl

Annotation

The subject of this bachelor thesis is the scratching device. This is the machine which is used in TONAK a.s. company and serves to finish a surface of a hat during its production. The purpose of thesis is to design the new construction of propulsion of this machine.

The first part of thesis is made of the description of the scratching device, the analysis of the propulsion, and the evaluation of previous modifications, which were performed as the result of another bachelor thesis.

The second part of the thesis is theoretical and describes principles in designing of propulsion of machines from the point of view of choosing propulsion unit, designing of mechanical transfers and dimensioning of shafts.

The final part of the thesis deals with the custom solution, where the construction design is made based on calculated parameters of the belt transmission.

Keywords

scratching device, safety coupling, magnetic coupling, central table

Seznam použitých zkratk a symbolů

L_w	Výpočtová délka řemene.....	[mm]
L_i	Vnitřní délka řemene.....	[mm]
d_{p1}	Výpočtový pr. hnací řemenice.....	[mm]
d_{p2}	Výpočtový pr. hnané řemenice.....	[mm]
d_{min}	Minimální průměr hřídele.....	[mm]
d	Průměr hřídele.....	[mm]
a	Osová vzdálenost.....	[mm]
P_e	Výkon elektromotoru.....	[W]
f	Součinitel tření.....	[—]
φ	Poloviční úhel klínové drážky.....	[° úhl.]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
i	Převodový poměr	[—]
j	Počet řemenů.....	[—]
k	Součinitel bezpečnosti.....	[—]
F_{VR}	Zatížení hřídele.....	[N]
F_{VR}^*	Zatížení hřídele s bezpečností.....	[N]
ω_1	Úhlová rychlost hnací řemenice.....	[rad. s ⁻¹]
ω_2	Úhlová rychlost hnané řemenice.....	[rad. s ⁻¹]
ω	Úhlová rychlost.....	[rad. s ⁻¹]
ω	Budicí frekvence.....	[Hz]
M_k	Krouticí moment.....	[Nm]
M_{k1}	Krouticí moment na hnací řemenici.....	[Nm]
M_{k2}	Krouticí moment na hnané řemenici.....	[Nm]
F	Síla.....	[N]
F_1	Užitečná obvodová síla v řemeni.....	[N]
f_k	Tření v klínové drážce.....	[—]
α	Úhel klínové drážky.....	[° úhl.]
α_1	Úhel opásání hnací řemenice.....	[rad]
α_2	Úhel opásání hnané řemenice.....	[rad]
β	Úhel mezi větvemi řemenového převodu.....	[rad]
F_0	Předpětí v jednom řemeni.....	[N]
F_{0c}	Celkové předpětí řemenového převodu.....	[N]
F_{V1}	Síla v tažené větvi řemenového převodu.....	[N]
F_{V2}	Síla v odlehčené větvi řemenového převodu.....	[N]
F_s	Střižná síla pojistného kolíku.....	[N]
r	Vzdálenost kolíku od osy rotace.....	[mm]
C	Základní dynamická únosnost ložiska.....	[N]



l	Rozchod ložisek.....	[mm]
p	Exponent rovnice trvanlivosti.....	[–]
F_R	Reakce od ložisek.....	[N]
P	Ekv. dynamické zatížení.....	[N]
L_h	Trvanlivost ložisek.....	[h]
ČSN	Označení české technické normy.....	[–]
ISO	Označení mezinárodní technické normy.....	[–]
f_1	Frekvence napětí na vinutí statoru.....	[Hz]
f_2	Frekvence napětí na vinutí rotoru.....	[Hz]
v	Rychlost.....	[m. s ⁻¹]
M	Moment.....	[Nm]
M_1	Moment hnacího členu.....	[Nm]
M_2	Moment hnaného členu.....	[Nm]
P_1	Vstupní výkon.....	[W]
P_2	Výstupní výkon.....	[W]
η	Účinnost.....	[–]
ζ	Relativní skluz.....	[–]
W_p	Výpočtová šířka řemene.....	[mm]
W	Šířka větší základny řemene.....	[mm]
T	Výška řemene.....	[mm]
h	Hloubka drážky pod výpočtovou šířkou řemene.....	[mm]
e	Vzdálenost mezi osami drážek.....	[mm]
σ	Normálové napětí.....	[MPa]
σ_a	Amplituda normálového napětí.....	[MPa]
σ_h	Horní mezní napětí.....	[MPa]
σ_n	Dolní mezní napětí.....	[MPa]
t	Čas.....	[s]
M_o	Ohybový moment.....	[Nm]
δ	Relativní úhlové natočení.....	[° úhl.]
Ω_i	Vlastní frekvence.....	[Hz]
Ω_1	Nejnižší vlastní frekvence.....	[Hz]
y_0	Amplituda výchylky kmitavého pohybu.....	[mm]
y_s	Statická výchylka kmitavého pohybu.....	[mm]
γ	Zkroucení hřídele.....	[° úhl.]
m	Hmotnost.....	[kg]



Obsah

1 Úvod.....	12
2 Popis drásacího zařízení.....	13
2.1 Konstrukční řešení a funkce stroje.....	13
2.2 Rozbor pohonu stroje	14
2.3 Dosavadní konstrukční úpravy.....	14
2.3.1 Drásací povrchy	15
2.3.2 Bezpečnostní zařízení.....	16
3 Principy návrhu pohonu strojů.....	18
3.1 Zdroje mechanické práce pohonu	18
3.1.1 Volba pohonné jednotky	19
3.1.2 Elektromotory	20
3.2 Mechanické převody	21
3.3 Hřídele.....	23
3.3.1 Návrh z hlediska únosnosti	24
3.3.2 Návrh z hlediska deformace.....	24
3.3.3 Kmitání hřídelů	25
4 Vlastní řešení a konstrukční návrhy.....	27
4.1 Volba pohonné jednotky	27
4.2 Zjištění parametrů řemenového převodu	27
4.3 Volba pojistného členu.....	28
4.3.1 Pojistná přírubová (kuličková) spojka	28
4.3.2 Magnetická spojka	29
4.4 Vlastní konstrukční návrhy optimalizace pohonu.....	30
4.4.1 Návrh č. 1 – Pojistná přírubová spojka v hnací řemenici	30
4.4.2 Návrh č. 2 – Magnetické spojky a boční konzoly	31
4.4.3 Návrh č. 3– Magnetické spojky a centrální stůl	32



5 Závěr	38
6 Použité zdroje	39
7 Přílohy.....	40
Příloha č. 1	41
Příloha č. 2	42
Příloha č. 3	43
Příloha č. 4	46
Příloha č. 5	47
Příloha č. 6	48
Příloha č. 7	49
Příloha č. 8	50
Příloha č. 9	51
Příloha č. 10	52
Příloha č. 11	53

1 Úvod

Klobouk je odvěkým symbolem hajných a myslivců, ale také módní doplněk vznešených elegantů či rozverných dam. Jeho výroba spočívá v následujících fázích. Nejprve je třeba získat základní materiál, kterým jsou chlupy z kožek králíků, nebo zajíců. Na výrobu jednoho klobouku je takových kožek zapotřebí čtyři až pět. První operací je jejich řezání, dále následuje moření, které slouží ke změkčení. Poté se musí kožky vysušit, odstranit řemen (kůži) od srsti a vyfoukat, aby se ze srsti odstranily pesíky a nečistoty. Takto upravená srst se pak plástí, valčuje, barví a tvaruje, což probíhá v kyselém prostředí, za tepla a pomocí páry. Tím se získá potřebný tvar klobouku, který nakonec prochází povrchovou úpravou. Ta probíhá broušením, hlazením a česáním na tzv. drásacích strojích, pomocí žraločí kůže nebo smirkového papíru. Výsledný povrch klobouků je poté hladký, velurový nebo zámišový.

Právě drásací stroj, používaný konkrétně ve firmě TONAK a.s., je hlavním tématem této bakalářské práce. V současné době došlo k úpravě jeho pracovních válců, kvůli nalezení náhrady za žraločí kůži, která se používala jako brusný povrch. Náhradou se stal povrch pilkový, jenž je integrován do speciálního děleného válce. Vzhledem k tomu, že obvodová rychlost drásacího válce je až 30 ms^{-1} bylo třeba zajistit ochranu obsluhy v případě porušení pilkového povrchu. Navržené bezpečnostní zařízení má však tu nevýhodu, že při sepnutí přenáší do pohonného ústrojí rázy. Proto je třeba navrhnout nové konstrukční řešení pohonu a jeho pojištění před rázy, což je cílem mé bakalářské práce.

2 Popis drásacího zařízení

2.1 Konstrukční řešení a funkce stroje

Drásací zařízení je stroj používaný ve firmě TONAK a.s., zabývající se výrobou klobouků. Používá se k povrchové úpravě těchto klobouků, tzv. plstění. Svoji konstrukcí připomíná dvoukotoučovou stojanovou brusku. Základem stroje je litinový rám o rozměrech přibližně 1 m na výšku a 0,5 m na šířku a hloubku. Uvnitř rámu je uložen pohon stroje a celý rám je zakrytý pomocí plechů. Ve vrchní části rámu je symetricky uložen hřídel, na jehož koncích jsou letmo umístěny drásací válce. Právě tyto válce slouží k již zmíněnému plstění povrchu klobouku. Tato operace se provádí tak, že je klobouk přitlačen na válec pomocí nožně ovládaného přitlačného zařízení. Ta jsou na strojích dvě, pro každý válec jedno, a jsou umístěna po obou stranách rámu z vnějšku. Dále jsou nad válci umístěny kryty, sloužící jednak pro zvýšení bezpečnosti, a za druhé také pro odsávání prachu při broušení.



Obr. 1 – Drásací stroj
(Zdroj: archiv autora)

2.2 Rozbor pohonu stroje

Pohon drásacího zařízení zajišťuje třífázový asynchronní elektromotor o výkonu 1,5 kW. Na výstupním hřídeli elektromotoru je umístěna hnací řemenice o vnějším průměru 220 mm, která přenáší výkon pomocí řemenového převodu se čtyřmi řemeny s označením A 1805 Lw 13x1775 Li A 70 na hnanou řemenici o vnějším průměru 98 mm, která je umístěna na pracovním hřídeli stroje. Tato hřídel je uložena ve vrchní části rámu stroje ve dvou kuličkových ložiscích typu 6308 ČSN 02 4630. Rozestup ložisek je 384 mm, délka hřídele 1065 mm. Elektromotor je v rámu stroje uložen pomocí vahadla, které se dá vůči rámu naklápět a tím lze regulovat osovou vzdálenost řemenic kvůli nastavení potřebného předpětí řemenového převodu. Míra naklopení vahadla vůči rámu se nastavuje pomocí stavěcího šroubu.



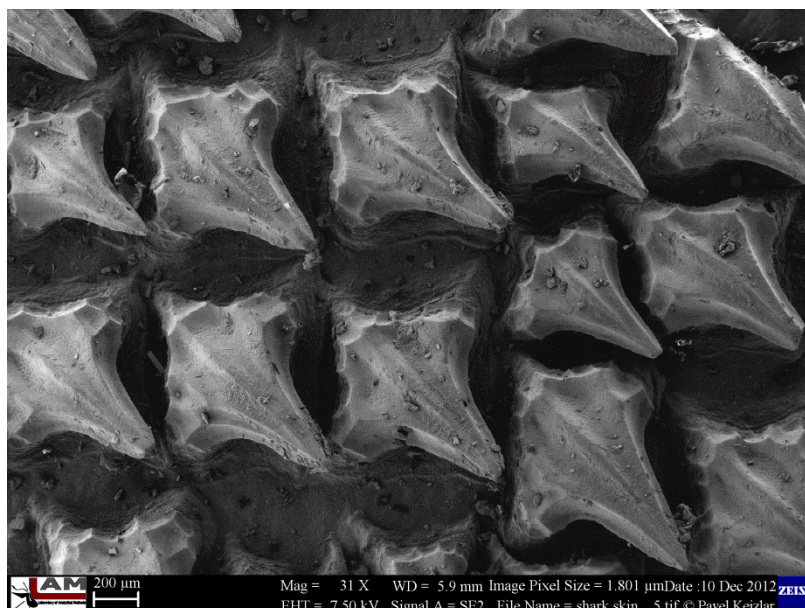
Obr. 2 – Pohon stroje
(Zdroj: archiv autora)

2.3 Dosavadní konstrukční úpravy

Drásací zařízení již v minulosti bylo předmětem jiné bakalářské práce, kde se hledaly nové drásací povrchy válce a řešila se konstrukce bezpečnostního zařízení.

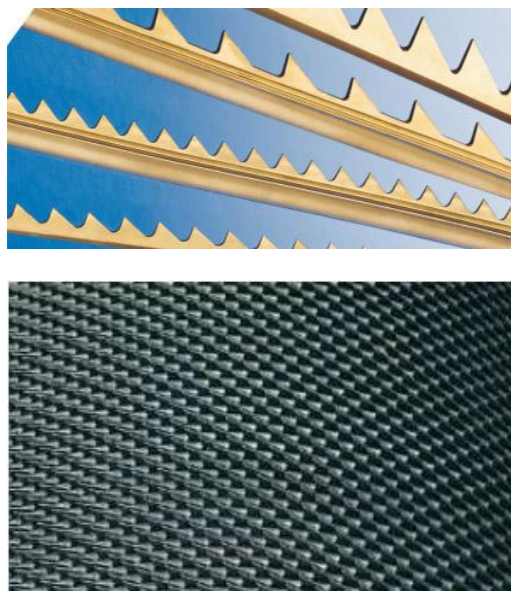
2.3.1 Drásací povrchy

Dříve se ve firmě TONAK a.s. používal drásací válec, na kterém byla natažena žraločí kůže (viz. obr. 3). Tento brusný povrch se používal dlouhou řadu let, avšak v nedávné době došlo ke ztrátě distributora žraločíků. Proto bylo nutné najít alternativní drásací povrch, který bude splňovat kvalitativní nároky tak, jak je splňuje žraločí kůže, a zároveň bude cenově dostupný.¹



Obr. 3 – Detail žraločí kůže
(Zdroj: archiv autora)

Po několika pokusech s různými povrchy, jako je frézovaný, či drátkový (používaný v česacích strojích) se nakonec vhodným řešením ukázal být povrch pilkový (viz. obr. 4). Ten se využívá u mykacích strojů. Po zpracování několika variant a jejich následných odzkoušení, byl vybrán pilkový povrch navinutý do předem vytvořené šroubovitě drážky v drásacím válci se stoupáním, které zajišťuje obdobnou hustotu trnů, jakou má žraločí kůže. Povrch se nezanášel a i kvalita broušení odpovídala požadavkům. Tento povrch však měl tu nevýhodu, že při případném přetržení, by vlivem enormní odstředivé síly mohl vážně zranit obsluhu. Drásací kotouč se totiž točí otáčkami až 3600 min^{-1} . Proto bylo nutné navrhnout bezpečnostní zařízení.²



Obr. 4 – Pilkový brusný povrch
(Zdroj: archiv autora)

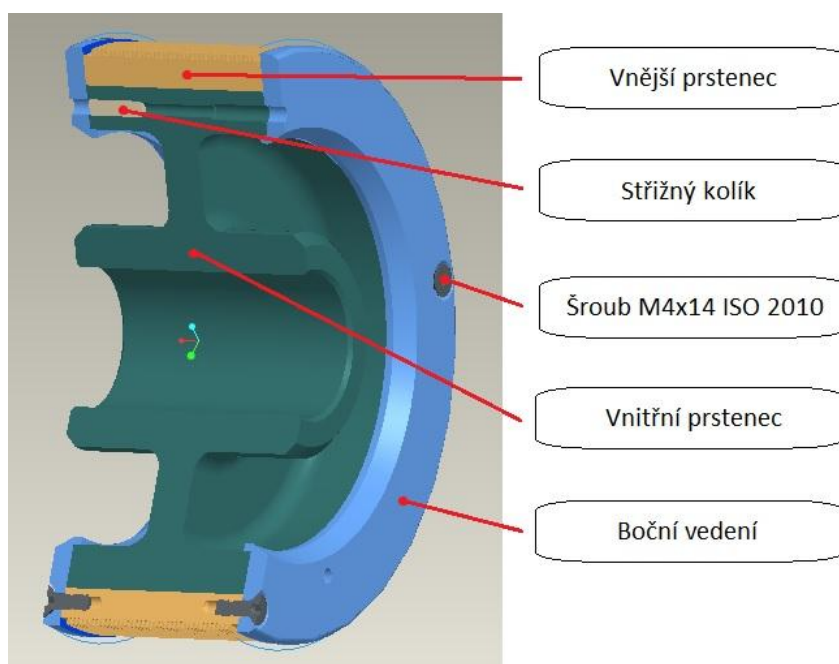
¹ EGERT Josef. *Konstrukce dřecího válce a bezpečnostního zařízení (BP)*. 2012. str. 15 až 16

² EGERT Josef. *Konstrukce dřecího válce a bezpečnostního zařízení (BP)*. 2012. str. 22 až 25

2.3.2 Bezpečnostní zařízení

Na drásacím zařízení přichází obsluha stroje při práci k téměř přímému kontaktu s drásacím válcem. Proto je nutné mít zde bezpečnostní zařízení, které v případě porušení drásacího válce zabrání zranění obsluhy. To se v tomto případě skládá z hlavních dvou částí. Tou první je samotný drásací válec, tou druhou je kryt s přírubou.

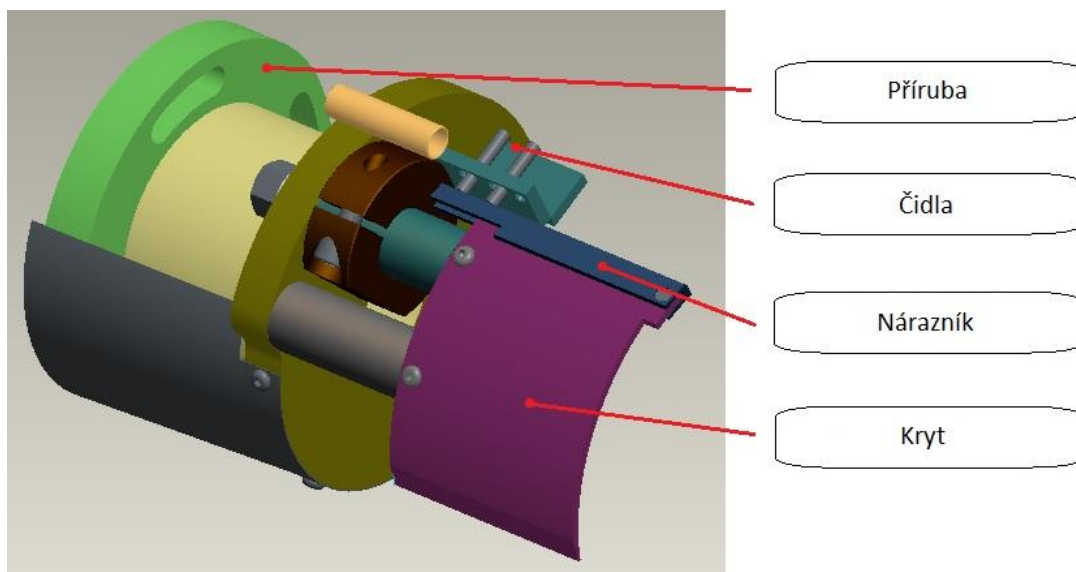
Nově navržený drásací válec používaný pro pilkový povrch již není z jednoho kusu, jako tomu bylo u starého se žraločí kůží, ale je dělený. Skládá se z vnitřního prstence, který tvoří jádro válce a je nasunutý na hřídeli. Na něm je kluzně uložen vnější prstenec, axiálně zajištěný pomocí bočních vedení, která jsou k němu připevněna šrouby M4x14 ISO 2010. Oba prstence jsou pak vzájemně spojeny střížným kolíkem, který se v případě zvýšení napětí nad stanovenou mez přestřihne a rozpojí oba prstence. Maximální povrchové zatížení kotouče bylo stanoveno na hodnotu 30 kg, tj. 294,3 N.³



Obr. 5 – Drásací válec
(Zdroj: archiv autora)

³ EGERT Josef. *Konstrukce dřecího válce a bezpečnostního zařízení (BP)*. 2012. str. 32 až 33

Kryt s přírubou je druhou částí bezpečnostního zařízení. Skládá se z nosné konstrukce, která je přes přírubu připevněna k rámu stroje pomocí 4 šroubů M12 ISO 4017. Na konstrukci je připevněn kryt s nárazníkem a čidla v těsné vzdálenosti nad drásacím válcem. V případě, že dojde k přetržení pilkového povrchu, utržená pilka narazí do nárazníku, který aktivuje čidla a odpojí pohon.



Obr. 6 – Kryt s přírubou
(Zdroj: archiv autora)

3 Principy návrhu pohonu strojů

Pohon je technický pojem, popisující tvorbu a přenos mechanického výkonu. Definuje, jakým způsobem je energie nutná k práci stroje dodávána, jakými principy je transformována na mechanický pohyb a jak lze konkrétně realizovat technická zařízení, která konají práci. Podle teorie systémů mohou být pohony buď transformátory, které zachovávají obecnou kauzalitu – např. převodovka, která mění rychlost na rychlost, moment na moment, nebo gyrátory, které kauzalitu obracejí – např. hydrodynamický měnič, který převádí rychlost ze vstupu na moment na výstupu.⁴

Pohon stroje se ve většině případů skládá ze zdroje mechanické práce pohonu, mechanických převodů a poháněné pracovní části stroje.

3.1 Zdroje mechanické práce pohonu

Nejčastějším zdrojem mechanické práce pohonu bývá motor. Motor je mechanické zařízení, které mění různé druhy energie na mechanickou práci. Existuje nepřeberné množství druhů motorů, proto zde bude uveden pouze jejich výčet.⁵

Podle druhu vykonávaného pohybu se motory dělí na:

- rotační – na výstupu dodávají kroučící moment
- lineární – na výstupu dodávají sílu v přímočarém směru
- oscilační – velmi rychle mění směr pohybu

Podle zdroje energie motoru se dělí na:

- tepelný motor – využívá tepelnou energii – např.: parní stroj, spalovací motor, Stirlingův motor, spalovací turbína
- elektromotor – využívá elektrickou energii – např.: sériové, derivační, krokové, asynchronní a synchronní motory
- kapalinový motor – využívá energii kapaliny – např.: hydrostatický a hydrodynamický motor

⁴ WIKIPEDIE, Otevřená encyklopedie. *Pohon* [online] 2013. <http://cs.wikipedia.org/wiki/Pohon>

⁵ WIKIPEDIE, Otevřená encyklopedie. *Motor* [online] 2013. <http://cs.wikipedia.org/wiki/Motor>

3.1.1 Volba pohonné jednotky

Základním rozhodnutím při volbě pohonné jednotky je, na jakém principu bude založena, z hlediska získávání potřebné energie. V případě drásacího zařízení je to energie elektrická, bude tedy zvolen elektromotor. U takové pohonné jednotky se poté přihlíží k faktům:

- zda bude použit motor s pouze nezbytnými funkcemi řízení (jako je spouštění, řízení rychlosti, reverzace, brzdění) nebo motor s řízením logického typu či s automatickou regulací chodu
- o jaký typ nebo druh motoru se bude jednat
- jaké budou parametry a konstrukční koncepce pohonného uspořádání

Rozhodnutí poté závisí na druhu poháněného zařízení, pracovních podmínkách, ve kterých bude zařízení provozováno a v nemalé míře i na ekonomických možnostech.

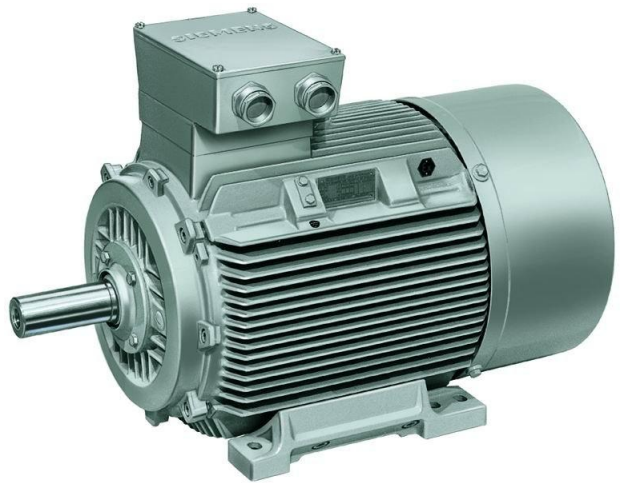
Z hlediska mechanického a technologického prostředí je klíčovým parametrem pro volbu motoru ustálený zatěžovací moment od poháněného zařízení, který v závislosti na otáčkách představuje zatěžovací momentovou charakteristiku. Podle ní se pak vybírá motor s přihlédnutím k přirozené momentové charakteristice, která je dána fyzikálními vlastnostmi daného motoru v ustáleném chodu.

Dalším hlediskem při volbě motoru je způsob chodu poháněného zařízení. Přihlíží se, zdali se jedná o zařízení trvale provozovaná, kde za trvalý provoz je považován chod motoru delší než 2 hodiny, při stálém nebo málo proměnném zatížení a jedním smyslem otáčení. Také může být zapotřebí pohánět zařízení s častým spouštěním a zastavováním, kde se jedná o provoz s krátkými technologickými operacemi a zastavením motoru po skončení každé z nich. Dále existují zařízení s vratným chodem, která se velmi rychle rozbíhají na jmenovitou rychlost otáčení a po krátkém chodu se následně elektricky zabrzdí a téměř okamžitě spustí v opačném smyslu otáčení. U kontinuálních výrobních zařízení je zase potřeba počítat se zapojením několika pohonů, které musí být vzájemně synchronizovány. Důležitou skupinou jsou také velké odstředivé stroje, kde musí být motory dimenzovány na vysoký výkon a dlouhodobý stálý provoz.⁶

⁶ ROUBÍČEK Ota. *Elektrické motory a pohony*. 2004. str. 90 až 97

3.1.2 Elektromotory

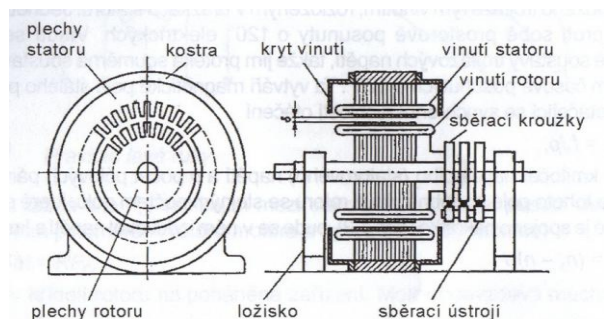
Elektromotory jsou pro svou relativně jednoduchou funkci a cenovou dostupnost velmi vhodným zdrojem výkonu. Proto se také často používají v různých zařízeních, od drobných elektronických přístrojů, přes obráběcí stroje až po automobily. Mezi nejznámější el. motory patří synchronní a asynchronní motor, proto budou v této části bakalářské práce popsány právě tyto dva.



Obr. 7 – Elektromotor Siemens
(Zdroj: archiv autora)

Asynchronní (indukční) motory jsou téměř vždy napájeny střídavým třífázovým napětím. Jejich funkce je založena na točivém magnetickém poli, které je buzeno třífázovým vinutím statoru, napájeném souměrnou soustavou třífázových napětí o frekvenci f_1 . V točivém poli je umístěn rotor s obdobným vinutím a stejným počtem pólů, jehož vinutí je spojeno nakrátko. Díky tomu se v něm začne indukovat napětí o frekvenci f_2 a začne jím protékat souměrná soustava proudů téhož kmitočtu. Ta vytvoří magnetické pole rotoru. Rotor následně začne být točivým magnetickým polem unášen s otáčkami n , které jsou o něco menší než otáčky točivého magnetického pole. Poměr mezi těmito otáčkami se nazývá skluz.

Existují 2 hlavní typy asynchronních motorů – motor s kotvou kroužkovou a motor s kotvou klecovou (nazývaný též s kotvou nakrátko).⁷

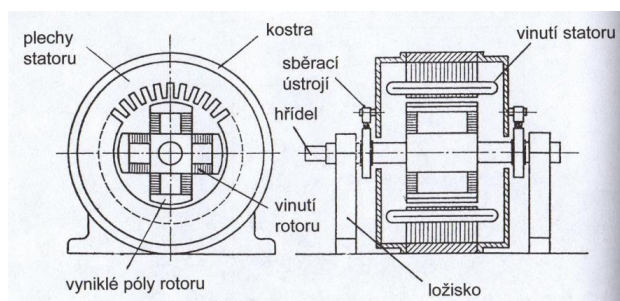


Obr. 8 – Konstrukční schéma asynchronního motoru
(Zdroj: ROUBÍČEK. *Elektrické motory a pohony*)

⁷ ROUBÍČEK Ota. *Elektrické motory a pohony*. 2004. str. 15 až 20

Synchronní motory jsou, obdobně jako asynchronní, napájeny střídavým třífázovým napětím, mohou být ale i šesti, či vícefázové. Jejich funkce je také založena na principu točivého magnetického pole, ale s tím rozdílem, že otáčky rotoru a točivého magnetického pole jsou shodné. Točivé pole je buzeno třífázovým statorovým napětím. V něm je umístěn rotor napájený stejnosměrným proudem, který se tak chová jako vícepólový magnet a vytváří magnetické pole rotoru. Obě magnetická pole na sebe pak začnou působit a rotor se roztočí. Vlivem pružnosti vazby magnetického pole rotoru s točivým magnetickým polem statoru, se však mechanicky zatížený rotor prostorově zpožďuje o tzv. zátěžný úhel. Pokud dojde k nárůstu zátěžného úhlu na hodnotu 90° , motor vypadne z chodu a bez vnějších opatření se znovu nerozběhne.⁸

Hlavními dvěma typy synchronních motorů jsou motor vyniklými póly a synchronní turbomotor.



Obr. 9 – Konstrukční schéma synchronního motoru
(Zdroj: ROUBÍČEK. *Elektrické motory a pohony*)

3.2 Mechanické převody

Mechanické převody přenášejí a transformují výkon mezi motorem a pracovním ústrojím. To znamená, že mění parametry výkonu, jako jsou síla F a rychlost v při přímočarém pohybu a moment M a úhlová rychlost ω při pohybu rotačním. Vstupní výkon P_1 mechanického převodu náleží členu, který je připojen k motoru a označuje se hnací. Výstupní výkon P_2 náleží členu, který je připojen k pracovnímu ústrojí a označuje se hnaný. Poměr mezi výkony P_2 a P_1 vyjadřuje účinnost mechanického převodu η , jenž je ukazatelem energetických ztrát.

Mechanické převody mohou transformovat výkon při přímočarém pohybu na výkon při pohybu rotačním, nebo naopak. Nejpoužívanějším z této skupiny je mechanismus klikový, zejména kvůli uplatnění v pístových spalovacích motorech, kompresorech a čerpadlech. Dále je také možná transformace výkonu, kdy oba členy, hnací i hnaný, vykonávají rotační pohyb. Obvykle se snižuje úhlová rychlost a zvyšuje

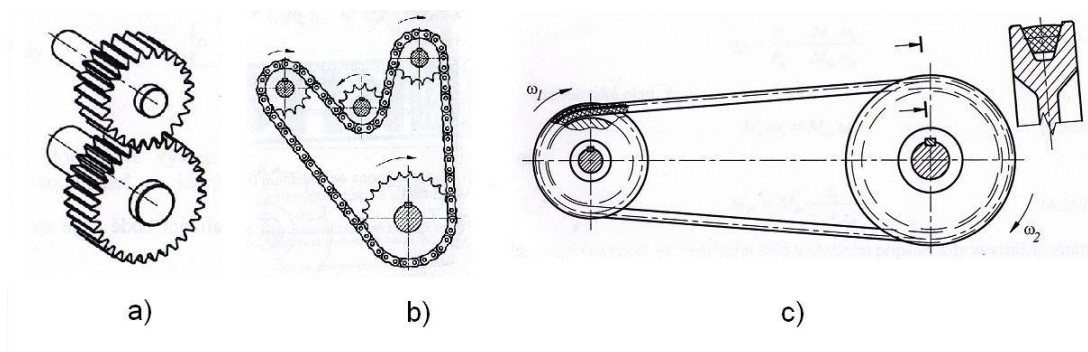
⁸ ROUBÍČEK Ota. *Elektrické motory a pohony*. 2004. str. 40 až 43

moment, platí tedy $\omega_1 > \omega_2$ a $M_1 > M_2$. Poměr úhlových rychlostí ω_1 ku ω_2 se nazývá převodový poměr a značí se i . Jestliže je $i > 1$ jedná se o převod do „pomala“, je-li $i < 1$ jedná se o převod do „rychla“.

Úhlová rychlost ω_1 příslušející motoru, je obvykle větší než rychlost příslušející pracovnímu ústrojí. Při uplatnění mechanického převodu se tedy mohou používat motory s většími otáčkami, které jsou při stejném výkonu menší a levnější.⁹

Vazba mezi hnacím a hnaným členem může být přímá nebo nepřímá a třecí nebo tvarová. Podle druhu těchto vazeb by se daly mechanické převody rozdělit na:

- ozubené převody – využívají vazbu tvarovou přímou
- řetězové převody – využívají vazbu tvarovou nepřímou
- převod pomocí 2 dotýkajících se válců – využívají vazbu třecí přímou (tyto převody se však prakticky nepoužívají)
- řemenové převody – používají vazbu třecí nepřímou



Obr. 10 – Mechanické převody: a) ozubený, b) řetězový, c) řemenový
 (Zdroj: PEŠÍK. *Části strojů 2.díl*)

⁹ PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 2.díl*. 2010. str. 57

3.3 Hřídele

Nezbytnou součástí každého pohonu, jsou hřídele a jejich uložení. Jsou totiž základním stavebním prvkem každého rotačního mechanismu.

Hřídele jsou strojní součásti umožňující přenos výkonu. Spojují za rotace alespoň dvě součásti, například ozubená kola, ozubené kolo a vačku, řemenici atd. Přenášený výkon má dva parametry: kroutící moment M_k a úhlovou rychlost ω . Tyto parametry slouží při návrhu jako výchozí údaje. Chování hřídelů při rotaci nemá vliv pouze na funkci hřídelů jako takových, ale ovlivňuje funkci prakticky celého zařízení. Způsobuje to právě kroutící moment, jenž může být vyvozen silovým působením mimo osu hřídele. Tím vzniká dynamické ohybové napětí, které má střídavý souměrný nebo nesouměrný charakter. U hřídelí velkých rozměrů může takové napětí vyvolat dokonce i vlastní tíha hřídele, nebo součásti, jenž je k němu připevněna. Proto má v této fázi návrhu správný postup při volbě uložení hřídele zásadní vliv na životnost a spolehlivost celého zařízení. Důležité je také umístění náhlých změn průřezu hřídele (tzv. konstrukčních vrubů), které jsou potřebné pro připojení ostatních součástí, tak, aby byly v místech s minimálními dynamickými silovými účinky. Dále se na hřídelích vyskytuje také statické ohybové napětí způsobené odstředivou silou nevyvážené hmoty hřídele za rotace.¹⁰

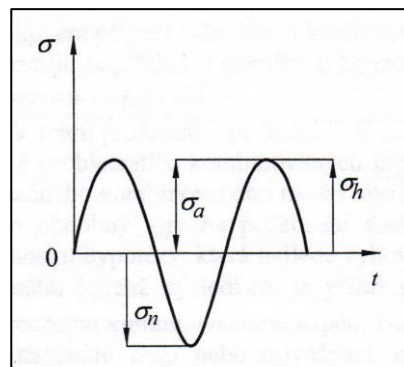


Obr. 11 – Příklad možné podoby hřídele
(Zdroj: archiv autora)

¹⁰ PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 2.díl*. 2010. str. 9

3.3.1 Návrh z hlediska únosnosti

Během provozu jsou hřídele zatíženy krutem a obvykle i ohybem a smykem. Napětí v krutu se v nosném průřezu projevuje jako statické nebo dynamické, napětí ohybové má vždy charakter dynamický, výhradně střídavý souměrný (viz obr. 12). Při návrhu je třeba přihlídnout k nebezpečnému průřezu hřídele, který se nachází v místě vzniku největších vnitřních silových účinků, nebo v místě, kde se projevují vrubové účinky snižující pevnost. Nejprve se z vnějšího zatížení a předpokládaného uložení hřídele určí přibližné rozměry. Poté se vypočítá průměr d , který se následně s ohledem na dynamické ohybové napětí zvětší a



Obr. 12 – Napětí střídavé souměrné
(Zdroj: PEŠÍK. *Části strojů 1.díl*)

provedou se konstrukční úpravy související s připojením dalších strojních součástí, jako jsou ozubená kola, řemenice atd. Dále se hřídel přizpůsobí uložení v ložiscích. Na závěr je potřeba provést pevnostní kontrolu s ohledem na co nejpřesnější provozní podmínky.¹¹

3.3.2 Návrh z hlediska deformace

V případech, kdy provozní polohy připojených strojních součástí vyžadují vysokou přesnost, je nutné zohlednit také deformace hřídelů. Poté se konstrukce provádí tak, aby bylo dosaženo potřebné ohybové a torzní (zkrutné) tuhosti. Návrh hřídele z hlediska pevnosti má pak až druhořadý význam a při správném návrhu hřídele z hlediska deformace, je obvykle hledisko pevnosti rovněž splněno. Velmi malá deformace hřídelů se vyžaduje u převodovek, obráběcích strojů apod.

Průhyb hřídele je způsoben ohybovým momentem M_o , který vzniká působením příčné síly F a může nepříznivě ovlivnit trvanlivost ložisek. U kuličkových ložisek se připouští úhlová deformace pouze 10 úhlových minut a u kuželíkových dokonce jen 4 úhlové minuty. Obecně se uvažuje s maximálním průhybem 0,3 mm na délku jednoho metru.

Zkroucení hřídele představuje relativní úhlové natočení δ počátečního a koncového průřezu zatížené části hřídele, vyvolané kroutícím momentem M_k . Tam, kde je potřeba pomocí hřídelů přesně řídit polohu strojních součástí, způsobuje zkroucení

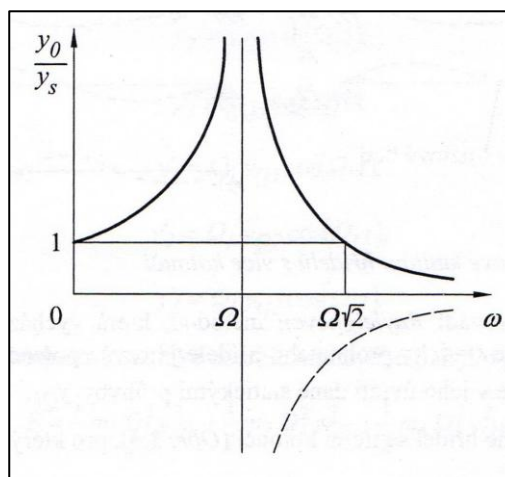
¹¹ PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 2.díl*. 2010. str. 10 až 11

nepřesnosti a proto se v takových případech (převodová a pojezdová ústrojí) připouští pouze malé deformace v rozsahu $0,25^\circ$ až $0,5^\circ$.¹²

3.3.3 Kmitání hřídelů

Hřídel uložený v rámu stroje spolu s další strojní součástí (řemenice, ozub. kolo) tvoří dynamickou soustavu, vyznačující se svou hmotností, momentem setrvačnosti, tuhostí v příčném a osovém směru a tuhostí torzní. Při působení periodických sil nebo momentů začne taková soustava vykonávat nepříznivý kmitavý pohyb ohybového, nebo torzního charakteru. Vzhledem k tomu, že soustava samotná nemá příliš velkou schopnost tlumení, je třeba minimalizovat budící účinky a zajistit provoz soustavy mimo rezonanční oblast. Kmity podélné se u hřídelů v praxi vyskytují v zanedbatelné míře.

Ohybové kmitání nastává v provozních podmínkách tehdy, když na hřídel působí příčná síla F statického, nebo dynamického charakteru. V důsledku rotace hřídele se totiž periodicky mění vnitřní silové účinky a tím vzniká dynamické silové buzení způsobující kmitání. Hřídel je pak zatížen harmonickou silou s budící frekvencí ω odpovídající otáčkám hřídele n . Kromě frekvence budící také každá dynamická soustava vykazuje jednu nebo více frekvencí vlastních Ω_i , což je frekvence volného kmitání (soustava je vychýlena z rovnovážné polohy a nepůsobí na ni žádná vnější síla). Největší nebezpečí při ohybovém kmitání v praxi tak představuje tzv. stav rezonance, kdy je budící frekvence ω rovna některé z vlastních frekvencí Ω_i . Při tomto stavu dochází k enormnímu růstu výchylky (teoreticky až do nekonečna). Proto je při návrhu hřídele nutná i znalost jeho dynamických vlastností, zejména nejnižší vlastní frekvence Ω_1 . V případech, kdy je za chodu stroje frekvence ω větší než frekvence Ω_1 , se totiž při rozběhu a doběhu stroje přechází rezonanční oblast (viz obr. 13). Proto musí mít hnací agregát dostatečnou



Obr. 13 – Amplituda výchylky kmit. pohybu
(Zdroj: PEŠÍK. Části strojů 2.díl)

¹² PEŠÍK, Lubomír. Části strojů, 2.díl. 2010. str. 11 až 14

výkonovou rezervu a také dostatečně účinnou brzdu, aby se rezonance nemohla plně vyvinout.¹³

Krouživé kmitání je způsobeno odstředivou silou nevyváženého kotouče o hmotnosti m . Takové kmitání je možno označit jako zdánlivé, protože hřídel ve skutečnosti nekmitá, pouze se otáčí úhlovou rychlostí ω prohnutý. Při pohledu z rámu stroje však tento pohyb vyvolává dojem příčného kmitání. Při otáčení úhlovou rychlostí ω blízké vlastní frekvenci Ω podobně jako u ohybového kmitání dochází k růstu průhybu nade všechny meze.¹⁴

Torzní kmitání vzniká při vybuzení dynamické soustavy, kterou může tvořit hřídel se dvěma kotouči (ozubená kola, vačky, řemenice). Při zatížení kroutícím momentem M_k dochází ke zkroucení hřídele o úhel γ . Po vzájemném natočení a uvolnění kotoučů začne soustava kmitat vlastní frekvencí Ω tak, že se kotouče natácejí proti sobě. Proto tudíž musí existovat průřez hřídele, který zůstává v klidu. Tento průřez se nazývá uzlový.¹⁵

¹³ PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 2.díl.* 2010. str. 14 až 16

¹⁴ PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 2.díl.* 2010. str. 22

¹⁵ PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů, 2.díl.* 2010. str. 23 až 24

4 Vlastní řešení a konstrukční návrhy

4.1 Volba pohonné jednotky

Při rozhodování o volbě pohonné jednotky pro nové konstrukční úpravy pohonu dráscího zařízení bylo stanoveno, že bude ponechán původní asynchronní třífázový elektromotor o výkonu $P_e = 1,5 \text{ kW}$.

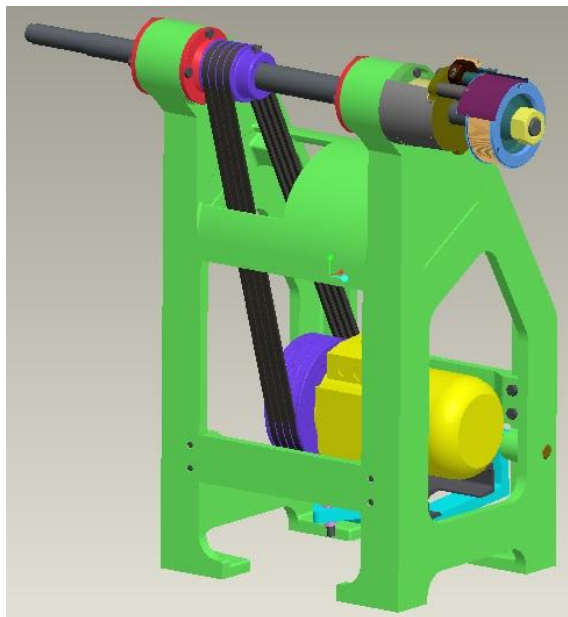
4.2 Zjištění parametrů řemenového převodu

Nejprve bylo zjištěno označení klín. řemene - A 1805 Lw 13x1775 Li A70 a změřeny vnější průměry řemenic. Podle těchto hodnot byly ze strojnických tabulek zjištěny další parametry řemene a řemenic (viz. příloha 1).

Z výpočtové délky řemene a výpočtových průměrů řemenic byla dopočítána osová vzdálenost a převodový poměr (viz. příloha 2). Relativní skluz ř.p. nutný pro výpočet převodového poměru byl zvolen. Pro osovou vzdálenost pak vyšla hodnota $a = 662,5 \text{ mm}$, převodový poměr je $i = 0,5$.

Na základě těchto hodnot a parametrů elektromotoru byly dále vypočítány silové poměry řemenového převodu za provozu (viz. příloha 3), aby bylo možné zjistit zatížení hřídele a jeho uložení pro pozdější tvorbu návrhů. Bylo zde počítáno s menšími otáčkami $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, než jsou běžné provozní otáčky hřídele dráscího zařízení $n = 3600 \text{ min}^{-1}$, protože s menšími otáčkami roste krouticí moment, který zatěžuje řemenový převod. Spolu se zvoleným součinitelem bezpečnosti $k = 1,7$ by pak návrhy na základě vypočteného zatížení hřídele měly mít dostatečnou pevnostní rezervu. Výsledné zatížení hřídelů od řemenového převodu pak vyšlo $F_{VR}^* = 684,3 \text{ N}$.

Dle změřených rozměrů rámu, nákresu výstupního hřídele dráscího zařízení od firmy TONAK a.s. (viz příloha 4) a dopočítané geometrie řemenového převodu byl sestaven CAD model původního dráscího zařízení v prostředí CREO (Pro Engineer) (viz. obr. 14).



Obr. 14 – Model drásacího zařízení
(Zdroj: archiv autora)

4.3 Volba pojistného členu

Při rozhodování jakým způsobem ochránit pohon stroje před rázy přenášenými z bezpečnostního zařízení bylo stanoveno, že bude použit pojistný člen, naimplementovaný do pohonu stroje. Takovými členy jsou pojistné spojky.

4.3.1 Pojistná přírubová (kuličková) spojka

Kuličkové spojky slouží především k pojištění pohonu strojů při momentovém rázu. Princip jejich funkce spočívá v tom, že při normálním provozu fungují jako spojky pevné, ale pokud dojde k překročení mezního kroutícího momentu, kuličky se vychýlí ze sedel a dojde k protočení spojky. Kuličky pak při poklesu momentu



Obr. 15 – Pojistná přírubová (kuličková) spojka
(Zdroj: www.uzimex.cz)

následně opět zasednou do sedel a spojka je schopna dál přenášet provozní moment. Obvykle jsou tyto spojky vybaveny bezdotykovými snímači, které při zaregistrování prokluzu odpojí pohon. Velikost mezního momentu se nastavuje za klidu stroje pomocí

pružin (spirálových, talířových). Z hlediska konstrukce mohou být axiální, nebo radiální. U axiálních tvoří sedlo kuliček kuželová plocha, u radiálních hrana válcového otvoru s o něco menším průměrem, než má kulička. Oproti mnohým dalším pojistným spojkám, jako jsou například spojky se střížným kolíkem, přináší spojka kuličková tu výhodu, že při přetížení nedochází k její destrukci. Nevýhodou je však vysoká hlučnost při prokluzu.¹⁶

4.3.2 Magnetická spojka

Magnetické spojky slouží k bezkontaktnímu přenosu kroutících momentů, a to i přes stěny z různých materiálů, kromě feromagnetických. Skládají se ze dvou protilehlých nábojů, které jsou osazeny silnými magnety. Mezi nimi pak působí magnetické síly, které přenášejí kroutící moment M_k . Velikost maximálního přenášeného momentu se mění v závislosti na vzduchové mezeře jednotlivými kotouči spojky. Při překročení maximálního momentu spojka „proklouzne“. Proto se magnetické spojky ve velké míře používají jako ochranné prvky proti přetížení. Mezi další výhody vyplývající z konstrukce spojky patří i možnost vzájemného naklopení až o 3° a radiálního vyosení až o 6 mm. Díky možnosti přenášet kroutící moment bezkontaktně přes stěnu poskytují magnetické spojky také výhodu chemické, elektrické a mechanické izolace a jsou prakticky bezúdržbové. Nejčastější uplatnění magnetických spojek je v čerpadlech, ventilátorech, strojích potravinářského a farmaceutického průmyslu a strojích, kde se požaduje ochrana dílů proti přetížení.¹⁷



Obr. 16 – Magnetická spojka
(Zdroj: www.teatechnik.cz)

¹⁶ UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. *Spojky* [online] 2013. <http://www.uzimex.cz>

¹⁷ T.E.A TECHNIK s.r.o. *Magnetické spojky*. [online] 2013. <http://www.teatechnik.cz>

4.4 Vlastní konstrukční návrhy optimalizace pohonu

Celkově byly vytvořeny 3 návrhy konstrukce pohonu. Jeden s použitím pojistné přírubové spojky a dva s použitím spojky magnetické. Z nich byl vybrán nejvhodnější, ke kterému byla sestavena výkresová dokumentace.

4.4.1 Návrh č. 1 – Pojistná přírubová spojka v hnací řemenici

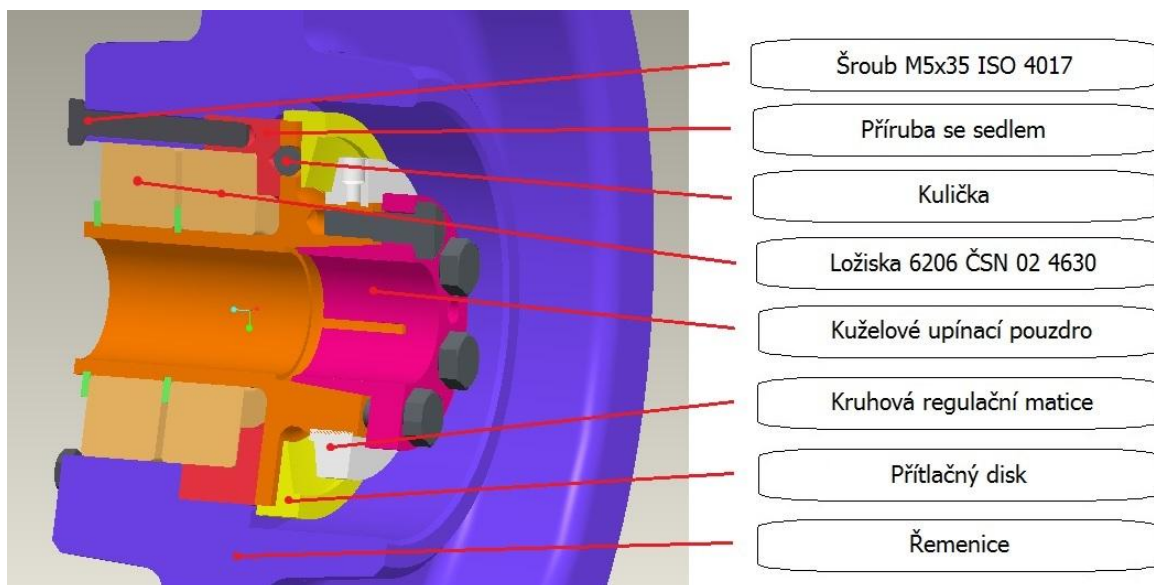
Při navrhování se rozhodlo, že bude pojistná kuličková spojka integrována přímo do hnací řemenice. Tento celek pak bude, stejně jako je tomu u stávající řemenice, připevněn na výstupní hřídeli asynchronního elektromotoru.

Nejprve bylo nutné spočítat nominální krouticí moment (viz. příloha 5). Při výpočtu se vycházelo z momentu tvořeného střížnou silou F_s pojistného kolíku na poloměru r , který působí od bezpečnostního zařízení při přestřihnutí kolíku. Tento moment však působí na hnaném výstupním hřídeli drásacího zařízení, proto bylo potřeba vypočítat krouticí moment přenesený přes řemenový převod na hnací řemenici, v níž by byla umístěna spojka. Jeho hodnota vyšla $M_{k1} = 33.8 \text{ Nm}$.

K vypočítanému momentu byla vybrána z katalogu firmy UZIMEX PRAHA, spol. s.r.o. (viz. příloha 6), pojistná přírubová spojka typu SWK/BB - 60 ve verzi 2TKN, která poskytuje možnost nastavení vypínacího momentu v rozsahu 20 – 65 Nm. Tento rozptyl je dostatečný k nastavení požadovaného krouticího momentu. Ideálního nastavení by se dosáhlo po praktickém odzkoušení.

Po zkontaktování firmy UZIMEX byly obdrženy podklady ke spojkce – dokument PDF s jejími parametry a CAD model. Na základě tohoto modelu byly zjištěny přesné rozměry spojky a podle nich již bylo možné zkonstruovat nový návrh řemenice.

Nová řemenice je navržena jako odlitek z šedé litiny ČSN 42 2420, ve kterém jsou vyfrézovány drážky pro klínové řemeny dle ČSN 02 3179 se shodnými parametry, jaké má řemenice stávající. Dále je vyfrézován náboj pro umístění spojky, která je v něm nasunuta a přes přírubu připevněna šesti šrouby M5x35 ISO 4017. Celá tato soustava se umístí přímo na hřídel asynchronního třífázového motoru pomocí kuželového upínacího pouzdra spojky, jenž funguje na podobném principu jako kleština na upínání obráběcích nástrojů (stopkové frézy, apod.). V tomto případě se kuželové pouzdro stahuje pomocí šesti šroubů M6x20 ISO 4017.

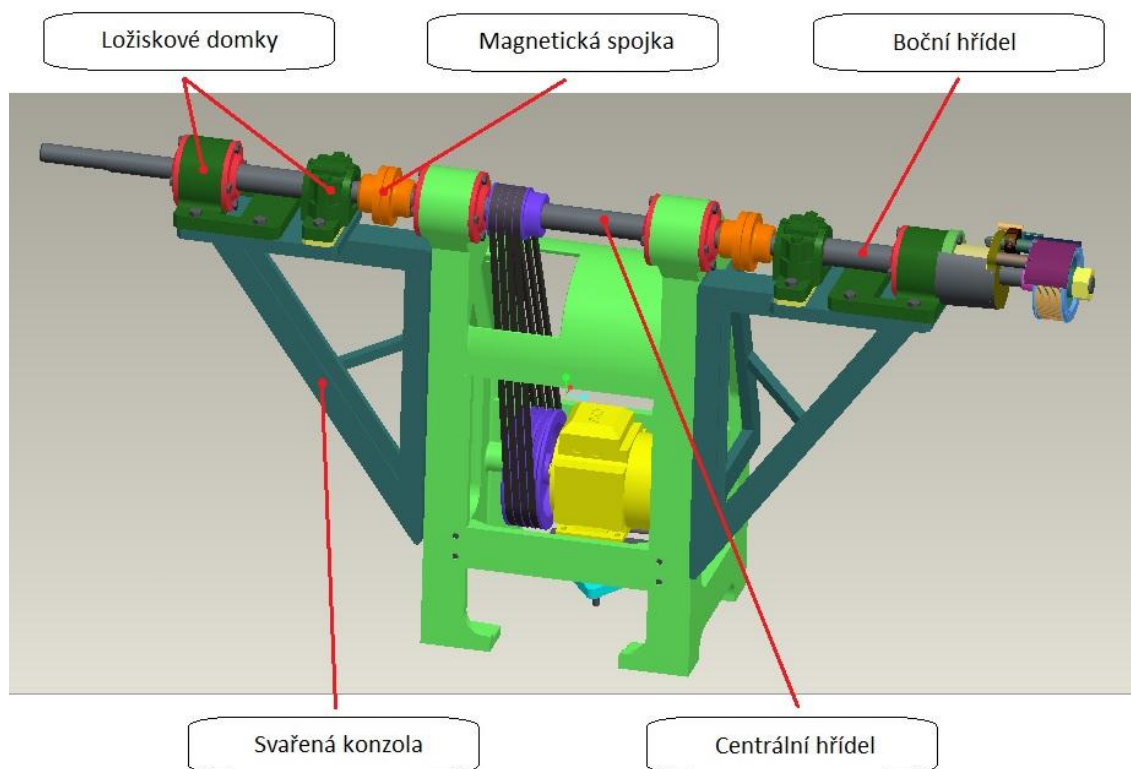


Obr. 17 – Sestava nové řemenice s pojistnou spojkou
 (Zdroj: archiv autora)

Jak již bylo uvedeno, při poruše stroje, tj. přetržení pilkového povlaku a aktivaci bezpečnostního zařízení, dojde k momentovému rázu a tím k nárůstu kroutícího momentu na spojce nad mez, pro kterou je nastavena a spojka proklouzne. Výhodou tohoto návrhu je malý konstrukční zásah do stroje. Proto je úprava drásacího zařízení s použitím přírubové spojky poměrně snadná a levná. Toto řešení však z hlediska pojištění pohonu proti rázu není příliš účinné, neboť je momentový ráz stále přenášen přes celý řemenový převod. Další nevýhodou je nutnost provedení několika praktických zkoušek, aby bylo možné nastavit potřebný prokluzový moment. Je to však jedno z možných řešení, jak pohon alespoň částečně optimalizovat.

4.4.2 Návrh č. 2 – Magnetické spojky a boční konzoly

Návrh spočívá v použití 2 magnetických spojek. Tyto spojky jsou umístěny souměrně na výstupním hřídeli. Ten je tak rozdělen na 3 části. Střední (centrální) hřídel je uložen v ložiscích v rámu stroje. Boční hřídele jsou uloženy v ložiskových domcích připevněných na svařovaných konzolách, které jsou umístěny na bocích rámu stroje. Na koncích bočních hřídelů je nasunut drásací válec, jako je tomu u původní konstrukce drásacího zařízení. Přenos kroutícího momentu mezi jednotlivými hřídeli zajišťují právě magnetické spojky, které také plní funkci pojistného členu, neboť při výskytu momentového rázu proklouznou.



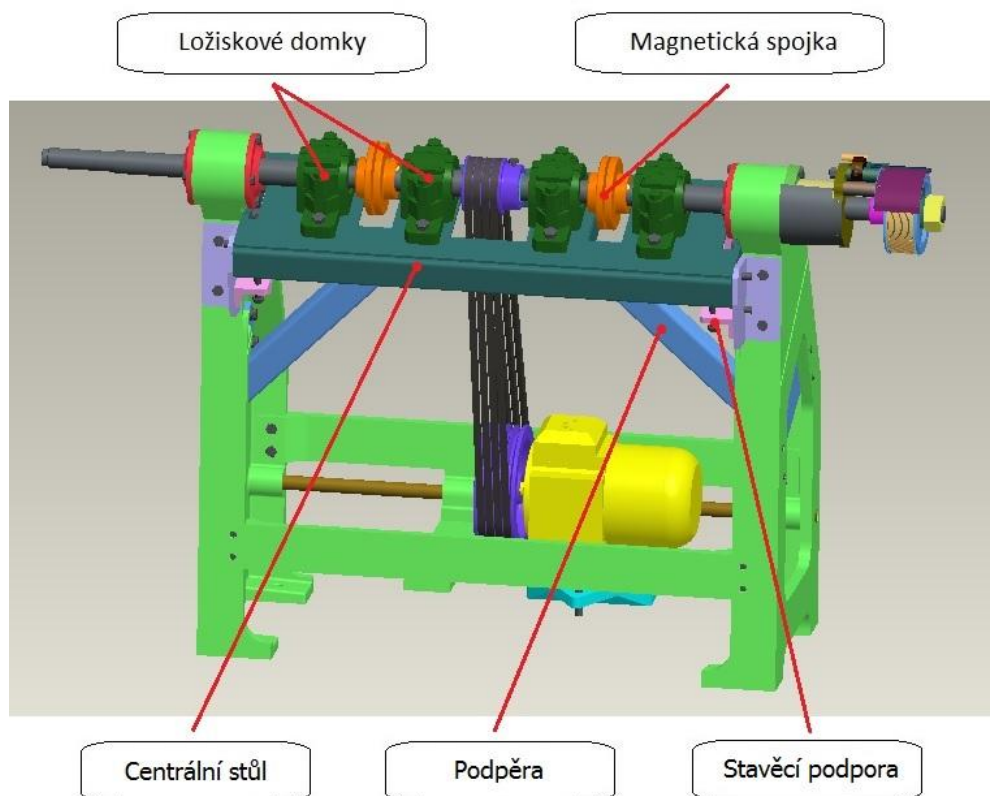
Obr. 18 – Drásací zařízení s bočními konzolami
 (Zdroj: archiv autora)

Tento návrh je však spíše ideový a jeho praktická realizace je téměř neuskutečnitelná. Po sestavení CAD modelu a kontrole vnějších rozměrů bylo zjištěno, že dojde k rozšíření stroje téměř na 2 metry a celá konstrukce je dosti komplikovaná a drahá. Navíc se u tohoto návrhu vyskytuje problém s připevněním přítlačného zařízení, které je u původní konstrukce drásacího zařízení připevněno pomocí tyče nasunuté v bocích rámu, což u toho návrhu není možné. Proto bylo rozhodnuto od dalšího rozvíjení toho návrhu upustit. Kdyby však firma TONAK a.s. o tento návrh stála, po určitém přepracování by se nejspíše dal použít.

4.4.3 Návrh č. 3– Magnetické spojky a centrální stůl

Při tomto návrhu se vycházelo z podobného principu, jako v návrhu č. 2. Opět jsou zde použity 2 magnetické spojky a hřídel je rozdělen na 3 části. V tomto případě se však rozšíří celý rám stroje, tím že se jeho vrchní část rozřízne a následně spojí centrálním stolem, podepřeným dvěma podpěrami. Spodek rámu bude spojen 2 vzpěrami, podobně jako je tomu u stávající konstrukce drásacího zařízení. Na rozdíl od

původních vzpěr, jsou nové vzpěry pouze rozšířeny a přibude k nim ještě výztuha, sloužící pro jejich zpevnění. Na centrálním stole jsou pak umístěny 4 ložiskové domky, do kterých se, spolu s ložisky v bocích rámu drásacího zařízení, uloží celá soustava hřídelů s magnetickými spojkami.



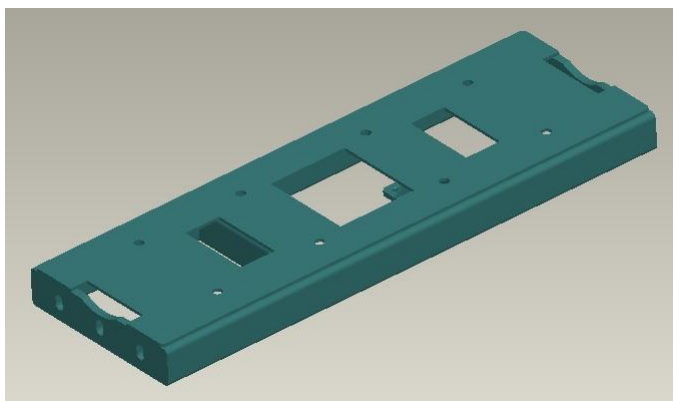
Obr. 19 – Drásací zařízení s centrálním stolem
 (Zdroj: archiv autora)

Pro návrh spojky bylo opět nutné spočítat nominální kr. moment (viz. příloha 5). I v tomto případě vychází výpočet ze střížné síly kolíku v drásacím válci. Vypočítaná hodnota je $M_{k2} = 16,9 \text{ Nm}$.

Na základě tohoto momentu byla z katalogu firmy T.E.A TECHNIK s.r.o. (viz. příloha 7) zvolena magnetická spojka typu PMK 130. Velikost vzduchové mezery mezi kotouči spojky pro přenos tohoto kroutícího momentu, odpovídá hodnotě 3 mm.

Konstrukční návrh vypadá následovně: centrální stůl je svařen z trubek obdélníkového průřezu 60x40x4 ČSN 42 5720, dvou plochých tyčí 60x12 ČSN 42 5522, které jsou umístěny z boku stolu a opatřeny otvory pro šrouby M14x40 ISO 4017 sloužícími pro připevnění k rámu stroje. Na takto svařené konstrukci se na vrchu přivaří

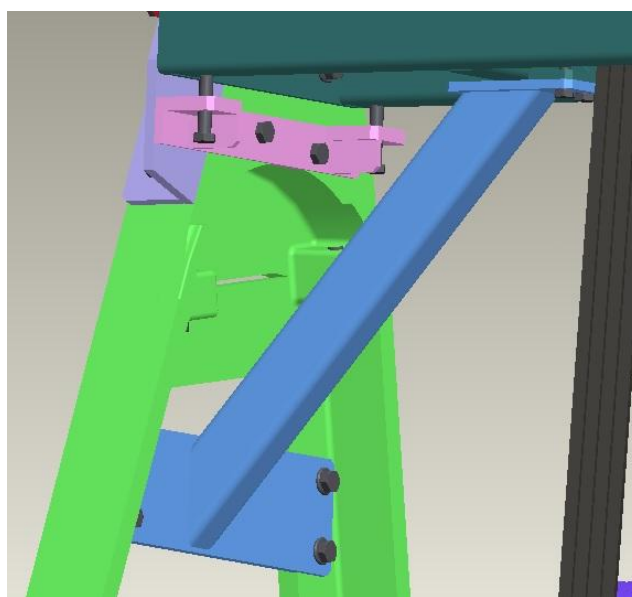
deska o tloušťce 6 mm, na kterou se připevnění ložiskové domky (pro návrh byly zvoleny domky od firmy SKF pro ložiska 6308 ČSN 02 4630) pomocí šroubů M14x50 ISO 4017. Deska se pak následně musí spolu s boky stolu obrobít pro vytvoření geometrické přesnosti celku.



Obr. 20 – Centrální stůl
 (Zdroj: archiv autora)

Další konstrukčním prvkem jsou podpěry, které jsou také vyrobeny z trubky obdélníkového průřezu 60x40x4 ČSN 42 5720 a na koncích opatřeny deskami pro přichycení k centrálnímu stolu na jedné straně, a k rámu stroje na straně druhé. Pro přichycení k rámu stroje se použijí šrouby M12x35 ISO 4017, pro stůl šrouby M10x20 ISO 4017.

Posledním důležitým konstr. prvkem je pak stavěcí podpora, která slouží k tomu, aby bylo možné výškově nastavit centrální stůl při montáži a tím zajistit správnou polohu uložení soustavy hřídelů. Sestává ze svařených plochých tyčí a 2 šroubů M12x50 ISO 4017.



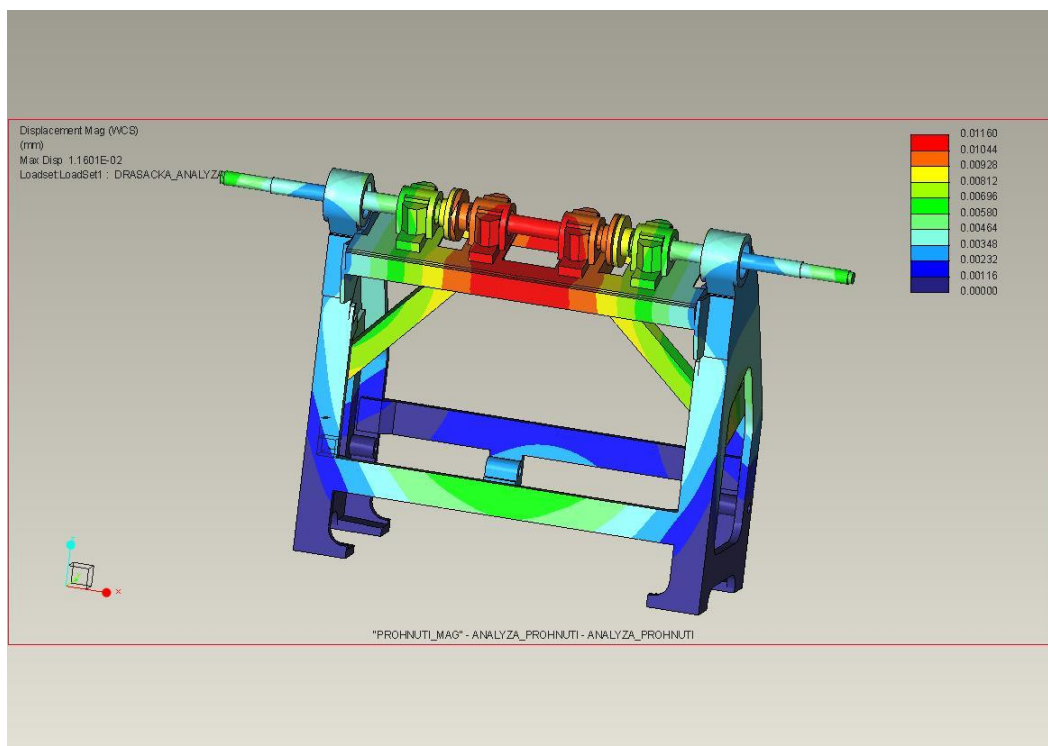
Obr. 21 – Detail podpěry a stavěcí podpory
 (Zdroj: archiv autora)

Upevnění magnetických spojek na hřídeli je provedeno pomocí pera 10x8x25 ČSN 02 2562, které spojce zamezuje v rotaci vůči hřídeli a zajišťovací podložky, která kotouč spojky axiálně přitlačuje k osazení hřídele. Zajišťovací podložka je ke konci hřídele stažena zápusťným šroubem M6x18 ISO 6761. Nastavení požadované vzduchové mezery mezi kotouči pak lze dosáhnout při montáži vložením tenkých podložek mezi osazení hřídele a bok náboje spojky, resp. zajišťovací podložku a bok náboje spojky.

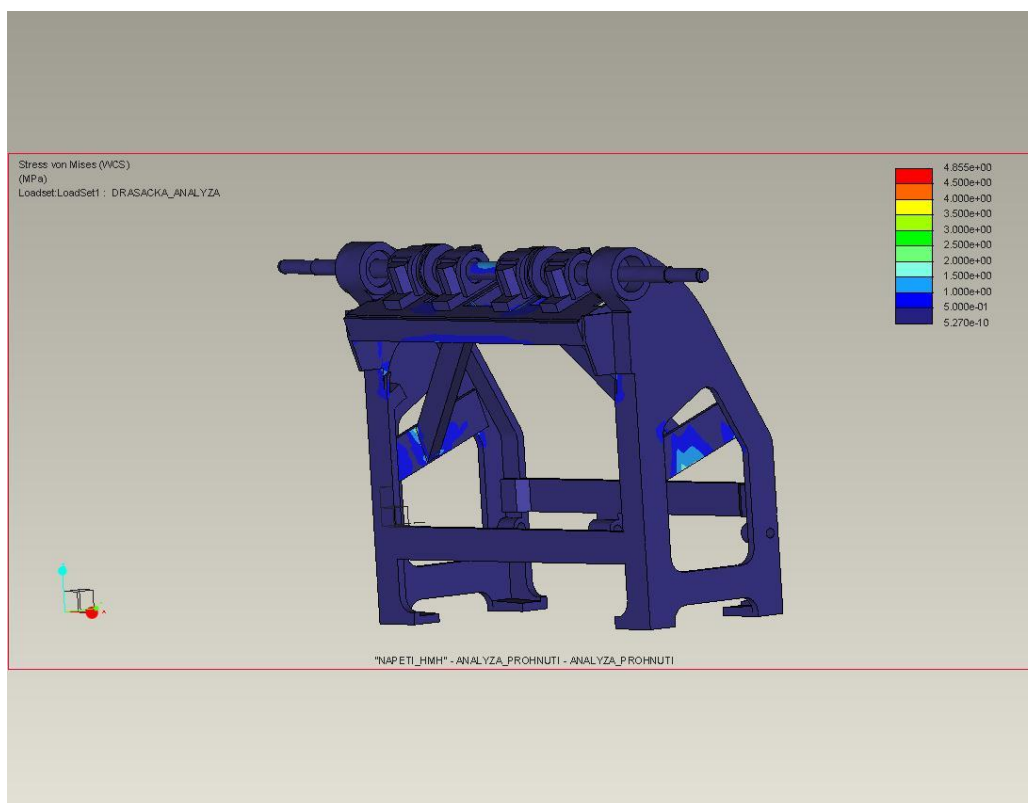
Pro kontrolu správnosti a funkčnosti tohoto návrhu byla nakonec početně provedena kontrola trvanlivosti ložisek na středním hřídeli (viz. příloha 8), na základě vypočítaného působícího zatížení od řemenového převodu a parametrů ložisek zjištěných z webových stránek firmy SKF (viz. příloha 9). U výpočtu nebylo uvažováno axiální zatížení ložiska, protože na hřídel působí magnetické spojky z obou stran totožnou silou. Tím pádem se vyruší. Kontrolu ložisek bočního hřídele na axiální zatížení, nebylo možné provést, protože výrobce magnetických spojek nedodává informaci o velikosti axiálního zatížení. Trvanlivost ložisek středního hřídele vychází o hodnotě $L_h = 8744346$ h, což je více než uspokojivé.

Dále byl pro kontrolu únosnosti hřídele vypočítán minimální možný průměr hřídele (viz. příloha 10), opět z momentu vyvolaného bezpečnostním zařízením a parametrů materiálu hřídele (zvolena ocel ČSN 13 146.6), zjištěných ze strojnických tabulek. Vyšlo, že nejmenší možný průměr by měl teoreticky být o hodnotě $d_{\min} = 5,8$ mm. Vzhledem k tomu, že návrh nových hřídelů probíhal s přihlédnutím k rozměrům původního hřídele, je skutečný nejmenší průměr hřídele o hodnotě 35 mm. Proto lze říci, že hřídele vyhovují.

Nakonec byla také provedena statická analýza centrálního stolu, která udává míru jeho prohnutí, vlivem zatížení od řemenového převodu.



Obr. 22 – Analýza prohnutí centrálního stolu
(Zdroj: archiv autora)



Obr. 23 – Analýza napětí ve stole a podporách
(Zdroj: archiv autora)

Z analýzy (viz obr. 22 a 23) vyplývá, že maximální prohnutí nastává ve středu stolu a jeho hodnota je přibližně 0,01 mm (viz. příloha 11), maximální napětí se vyskytuje na koncích podpěr a jeho hodnota je přibližně 1,5 MPa. Případné kmitání drásacího válce na konci hřídele by tedy také mělo být v řádech maximálně desetin milimetru. Tato analýza byla provedena spíše jako kontrolní a nemá příliš vysokou přesnost, nicméně s přihlédnutím k téměř zanedbatelným velikostem výsledných hodnot analýzy, lze předpokládat, že navržené konstrukční prvky mají tuhost více než dostatečnou.

Toto řešení úpravy drásacího zařízení, je sice oproti předchozím složitější a cenově náročnější, nicméně by mělo přinést účinné pojištění pohonu proti rázům od bezpečnostního zařízení. Má také tu výhodu, že boky rámu by zůstaly stejné jako na původním drásacím zařízení, takže by se k němu daly bez problémů připevnit přítlačná zařízení. Další výhodou je rozšíření stroje na zhruba 1,6 m, díky kterému na stroji vzniknou 2 plnohodnotná pracoviště, což byl také jeden z požadavků firmy TONAK a.s. Na původním drásacím zařízení, se totiž 2 pracovníci vedle sebe nevešly. Tento návrh bych proto označil jako úspěšný a realizovatelný. Jeho praktická realizace však opět závisí na rozhodnutí firmy TONAK a.s.

5 Závěr

Předmětem této bakalářské práce bylo navrhnout novou konstrukci pohonu drásacího zařízení, která bude pomocí pojistných prvků schopna snášet případné rázy, které jsou na pohon vyvíjeny při aktivaci bezpečnostního zařízení

Na začátku bakalářské práce jsem popsal funkci a použití drásacího zařízení, spolu s problematikou pohonu stroje. Vzhledem k tomu, že drásací zařízení již bylo v minulosti předmětem jiné bakalářské práce, kde se hledaly nové drásací povrchy a bylo navrženo bezpečnostní zařízení, zabýval jsem v této části mé bakalářské práce také zhodnocením a popisem výsledků předchozího návrhu.

Prostřední část své bakalářské práce jsem věnoval teorii. Ta se zabývá principy návrhu pohonu strojů, z hlediska volby pohonné jednotky, mechanických převodů a dimenzování hřídelů.

Poslední přišlo na řadu samotné řešení konstrukčních návrhů pohonu stroje. Nejprve byly rozebrány geometrické a silové parametry řemenového převodu, na základě kterých byly sestaveny 3 konstrukční návrhy. Návrh č. 1 je Pojistná přírubová spojka v hnací řemenici. Návrh č. 2 jsou Magnetické spojky a boční konzoly. Návrh č. 3 jsou Magnetické spojky a centrální stůl.

Jako nejvhodnější byl vybrán návrh č. 3, který byl zpracován, a byla k němu vytvořena výkresová dokumentace. Dalším možným návrhem se jeví návrh č. 1, samotný by však neměl přílišné opodstatnění. Při kombinaci s návrhem č. 3 by ale mohl přinést ještě účinnější pojištění pohonu stroje, než v případě samotného návrhu č. 3. Návrh č. 2 byl pouze ideový a vzhledem k tomu, že by konstrukce nejspíš nebyla příliš funkční, nebyl ani podrobněji rozpracován. Samotný výběr návrhu a to zda bude vůbec prakticky realizován, závisí na firmě TONAK a.s.



6 Použité zdroje

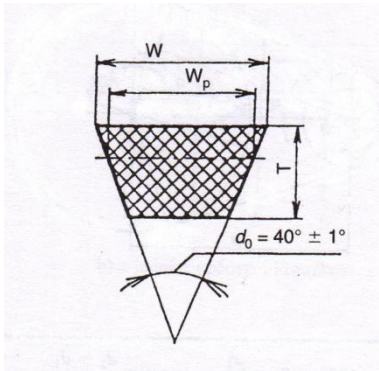
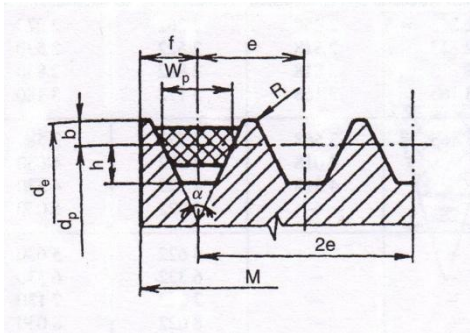
1. **PEŠÍK, Lubomír.** *Části strojů, 1. díl.* 4. vyd. Liberec: ReproArt, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.
2. **PEŠÍK, Lubomír.** *Části strojů, 2. díl.* 4. vyd. Liberec: ReproArt, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.
3. **ROUBÍČEK, Ota.** *Elektrické motory a pohony.* 1. vyd. Praha: BEN – technická literatura, 2004. ISBN 80-7300-092-X
4. **LEINVEBER Jan a VÁVRA Pavel.** *Strojnické tabulky.* 2. vyd. Úvaly: pedagogické nakladatelství, 2005. ISBN 80-7361-011-6
5. **EGERT Josef.** *Konstrukce dřecího válce a bezpečnostního zařízení (bakalářská práce).* Liberec, 2012
6. **WIKIPEDIE, Otevřená encyklopedie.** *Pohon* [online] 2013. Dostupné z URL <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Pohon>>
7. **WIKIPEDIE, Otevřená encyklopedie.** *Motor* [online] 2013. Dostupné z URL <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Motor>>
8. **UZIMEX PRAHA, spol. s.r.o.** *Spojky* [online] 2013. Dostupné z URL <<http://www.uzimex.cz>>
9. **T.E.A TECHNIK s.r.o.** *Magnetické spojky.* [online] 2013. Dostupné z URL <<http://www.teatechnik.cz>>



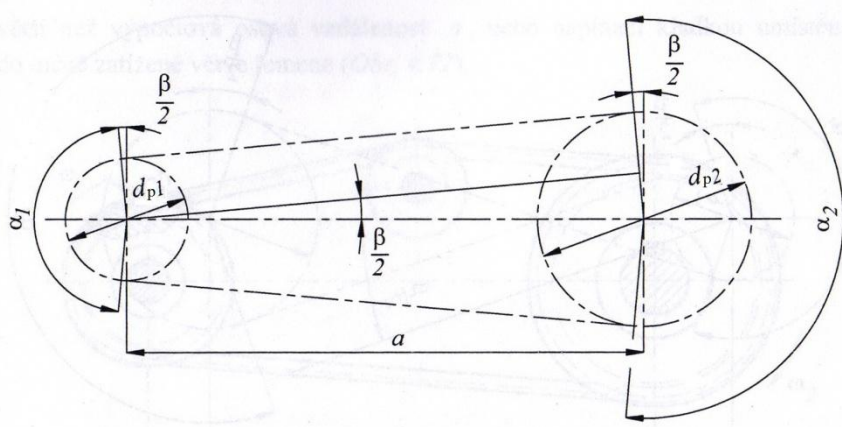
7 Přílohy

<i>Parametry řemene a řemenic.....</i>	<i>Příloha 1</i>
<i>Výpočet osové vzdálenosti a převod. poměru řemen. převodu.....</i>	<i>Příloha 2</i>
<i>Výpočet silových poměrů řemenového převodu za provozu.....</i>	<i>Příloha 3</i>
<i>Nákres výstupního hřídele drásacího zařízení.....</i>	<i>Příloha 4</i>
<i>Výpočet nominálního kroutícího momentu – návrh č. 1 a návrh č. 3.....</i>	<i>Příloha 5</i>
<i>Parametry pojistné přírubové spojky.....</i>	<i>Příloha 6</i>
<i>Parametry magnetické spojky.....</i>	<i>Příloha 7</i>
<i>Výpočet trvanlivosti ložisek.....</i>	<i>Příloha 8</i>
<i>Parametry ložiska 6308 SKF.....</i>	<i>Příloha 9</i>
<i>Výpočet minimálního průměru hřídele.....</i>	<i>Příloha 10</i>
<i>Průběh prohnutí centrálního stolu v závislosti na jeho délce.....</i>	<i>Příloha 11</i>

Příloha č. 1

Parametry řemene a řemenic			
	Řemen		
	Výpočtová délka řemene	L_w	1805 mm
	Vnitřní délka řemene	L_i	1775 mm
	Výpočtová šířka řemene	W_p	11 mm
	Šířka větší základny	W	13 mm
	Výška řemene	T	8 mm
	Hnací (velká) řemenice		
	Vnější průměr řemenice	d_{e1}	220 mm
	Výpočtový pr. řemenice	d_{p1}	212 mm
	Hloubka drážky pod W_p	h	9 mm
	Vzd. mezi osami drážek	e	15 mm
	Šířka řemenice	M_1	72 mm
	Úhel drážky	α	34°
	Hnaná (malá) řemenice		
	Vnější průměr řemenice	d_{e2}	98 mm
	Výpočtový pr. řemenice	d_{p2}	90 mm
	Hloubka drážky pod W_p	h	9 mm
	Vzd. mezi osami drážek	e	15 mm
	Šířka řemenice	M_2	68 mm
	Úhel drážky	α	34°

Příloha č. 2

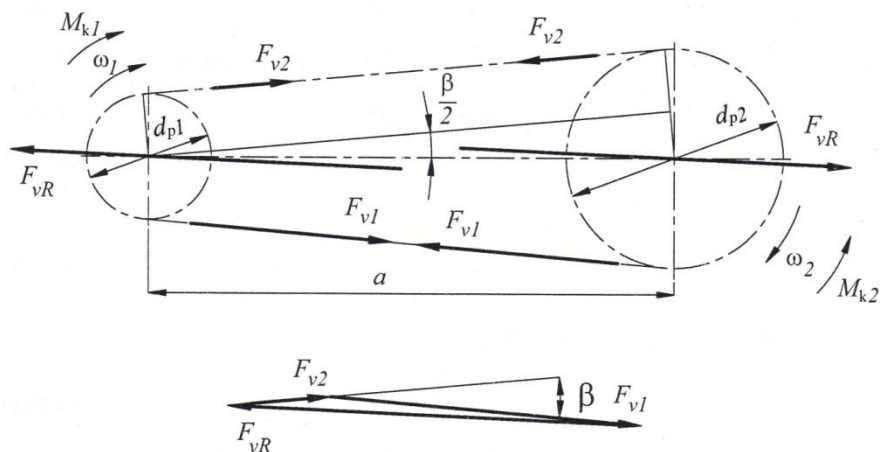
Výpočet osové vzdálenosti a převodového poměru řemenového převodu		
Znamé parametry:	Výpočtová délka řemene	$L_w = 1805 \text{ mm}$
	Výpočtový pr. hnací řemenice	$d_{p1} = 212 \text{ mm}$
	Výpočtový pr. hnané řemenice	$d_{p2} = 90 \text{ mm}$
	Relativní skluz	$\zeta = 0,15$
Parametry výpočtu:	Osová vzdálenost	$a \text{ [mm]}$
	Převodový poměr	$i \text{ [-]}$
<p>Výpočet:</p> 		
$L_w = \pi \cdot \left(\frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} \right) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a} + 2a$		(1)
$2a^2 + \left[\left(\frac{d_{p1} + d_{p2}}{2} \right) \cdot \pi - L_w \right] \cdot a + \frac{1}{4} \cdot (d_{p2} - d_{p1})^2 = 0$		(2)
Relevantní kořen: $a = \underline{\underline{662.5 \text{ mm}}}$		
$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1} \cdot (1 - \zeta)} = \frac{90}{212 \cdot (1 - 0,15)} = \underline{\underline{0,5}}$		(3)



Příloha č. 3

<i>Výpočet silových poměrů řemenového převodu za provozu</i>		
Znamé parametry:	<p><i>Výkon elektromotoru</i></p> <p><i>Výpočtový pr. hnací řemenice</i></p> <p><i>Výpočtový pr. hnané řemenice</i></p> <p><i>Součinitel tření</i></p> <p><i>Poloviční úhel klínové drážky</i></p> <p><i>Osová vzdálenost</i></p> <p><i>Otáčky výstupního hřídele</i></p> <p><i>Převodový poměr ř.p.</i></p> <p><i>Počet řemenů</i></p> <p><i>Součinitel bezpečnosti</i></p>	<p>$P_e = 1,5 \text{ kW}$</p> <p>$d_{p1} = 212 \text{ mm}$</p> <p>$d_{p2} = 90 \text{ mm}$</p> <p>$f = 0,25$</p> <p>$\varphi = 17^\circ$</p> <p>$a = 662,5 \text{ mm}$</p> <p>$n = 3000 \text{ min}^{-1}$</p> <p>$i = 0,5$</p> <p>$j = 4$</p> <p>$k = 1,7$</p>
Parametry výpočtu:	<p><i>Zatížení hřídele</i></p> <p><i>Zatížení hřídele s bezpečností</i></p> <p><i>Úhlová rychlost hnací řemenice</i></p> <p><i>Úhlová rychlost hnané řemenice</i></p> <p><i>Moment na hnací řemenici</i></p> <p><i>Moment na hnané řemenici</i></p> <p><i>Užitečná obvodová síla</i></p> <p><i>Tření v klínové drážce</i></p> <p><i>Úhel opásání hnací řemenice</i></p> <p><i>Úhel opásání hnané řemenice</i></p> <p><i>Úhel mezi větvemi ř.p.</i></p> <p><i>Předpětí v jednom řemeni</i></p> <p><i>Celkové předpětí řemen .převodu</i></p> <p><i>Síla v tažné větvi řemen. převodu</i></p> <p><i>Síla v odlehčené větvi ř. p.</i></p>	<p>$F_{VR} [N]$</p> <p>$F_{VR}^* [N]$</p> <p>$\omega_1 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$</p> <p>$\omega_2 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$</p> <p>$M_{k1} [Nm]$</p> <p>$M_{k2} [Nm]$</p> <p>$F_1 [N]$</p> <p>$f_k [-]$</p> <p>$\alpha_1 [\text{rad}]$</p> <p>$\alpha_2 [\text{rad}]$</p> <p>$\beta [\text{rad}]$</p> <p>$F_0 [N]$</p> <p>$F_{0c} [N]$</p> <p>$F_{V1} [N]$</p> <p>$F_{V2} [N]$</p>

Výpočet:



$$\omega_1 = i \cdot \omega_2 = 0,5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 0,5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{3000}{60} = \underline{\underline{157,1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}} \quad (4)$$

$$M_{k1} = \frac{P_e}{\omega_1} = \frac{1500}{157,1} = \underline{\underline{9,55 \text{ Nm}}} \quad (5)$$

$$F_1 = \frac{M_{k1} \cdot 2}{d_{p1}} = \frac{9,55 \cdot 2}{0,212} = \underline{\underline{90,1 \text{ N}}} \quad (6)$$

$$f_k = \frac{f}{\sin \varphi} = \frac{0,25}{\sin 17^\circ} = \underline{\underline{0,86}} \quad (7)$$

$$\frac{\beta}{2} = \sin^{-1} \left(\frac{d_{p1} - d_{p2}}{2 \cdot a} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{212 - 90}{2 \cdot 662,5} \right) = \underline{\underline{0,0922 \text{ rad}}} \quad (8)$$

$$\beta = 2 \cdot \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 0,0922 = \underline{\underline{0,185 \text{ rad}}} \quad (9)$$

$$\alpha_1 = \pi + \beta = \pi + 0,185 = \underline{\underline{3,327 \text{ rad}}} \quad (10)$$

$$\alpha_2 = \pi - \beta = \pi - 0,185 = \underline{\underline{2,957 \text{ rad}}} \quad (11)$$

$$F_0 = \frac{F_1}{2} \cdot \frac{e^{f_k \alpha_1} + 1}{e^{f_k \alpha_1} - 1} = \frac{90,1}{2} \cdot \frac{e^{0,86 \cdot 3,327} + 1}{e^{0,86 \cdot 3,327} - 1} = \underline{\underline{50,5 \text{ N}}} \quad (12)$$

$$F_{0c} = F_0 \cdot j = 50,5 \cdot 4 = \underline{\underline{202 \text{ N}}} \quad (13)$$

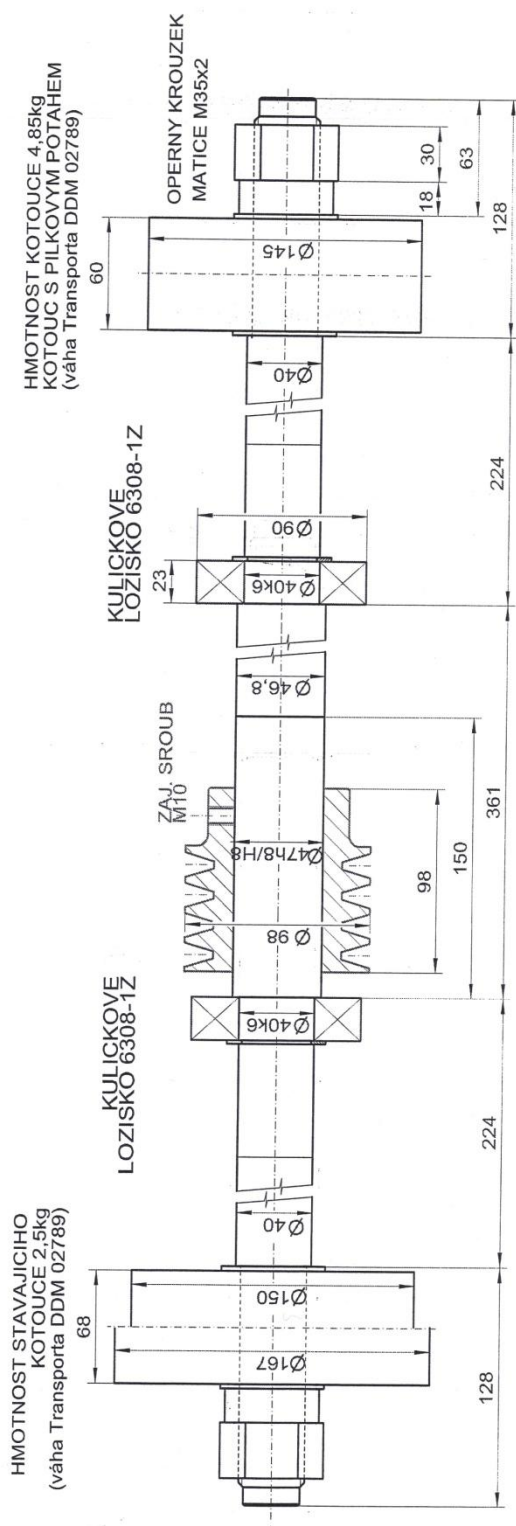
$$F_{v1} = F_{0c} + \frac{1}{2} \cdot F_1 = 202 + \frac{1}{2} \cdot 90,1 = \underline{\underline{247,1 \text{ N}}} \quad (14)$$



$F_{V2} = F_{0c} - \frac{1}{2} \cdot F = 202 - \frac{1}{2} \cdot 90,1 = \underline{\underline{157 \text{ N}}}$	(15)
$\begin{aligned} F_{VR} &= \sqrt{F_{V1}^2 + F_{V2}^2 + 2 \cdot F_{V1} \cdot F_{V2} \cdot \cos \beta} = \\ &= \sqrt{247,1^2 + 157^2 + 2 \cdot 247,1 \cdot 157 \cdot \cos 0,185} = \underline{\underline{402,5 \text{ N}}} \end{aligned}$	(16)
$F_{VR}^* = F_{VR} \cdot k = 402,5 \cdot 1,5 = \underline{\underline{684,3 \text{ N}}}$	(17)

Příloha č. 4

Nákres výstupního hřídele drásacího zařízení



3600 2 / min
 DRASACÍ VALEC
 SESTAVA HRÍDELE PRO
 PEVNOSTNÍ VÝPOČET
 DŘECÍ STROJ KOTOUCOVÝ
 TONAK a.s., NOVÝ JICÍN
 moment na špičce 30 kg / 4



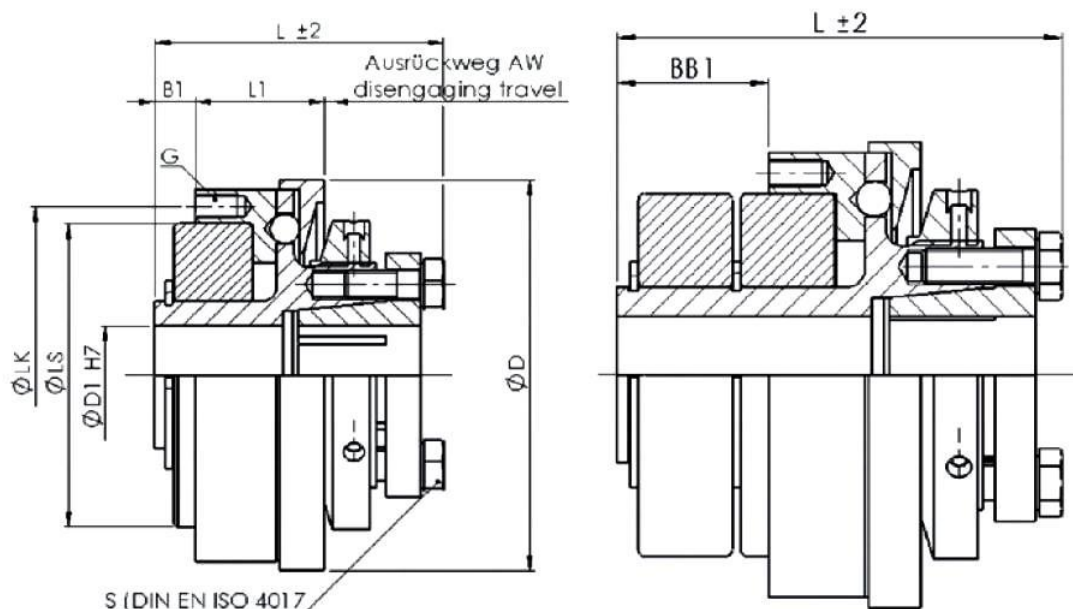
Příloha č. 5

<i>Výpočet nominálního kroutícího momentu – návrh č. 1</i>		
Znamé parametry:	<i>Střižná síla poj. kolíku</i>	$F_s = 294,3 \text{ N}$
	<i>Vzdálenost kolíku od osy rotace</i>	$r = 57,5 \text{ mm}$
	<i>Převodový poměr ř.p</i>	$i = 0,5$
Parametry výpočtu:	<i>Moment na hnací řemenici</i>	$M_{k1} [\text{Nm}]$
	<i>Moment na hnané řemenici</i>	$M_{k2} [\text{Nm}]$
Výpočet:		
$M_{k2} = F \cdot r = 294,3 \cdot 0,0575 = \underline{\underline{16,9 \text{ Nm}}}$		(18)
$i = \frac{M_{k2}}{M_{k1}}$		(19)
$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i} = \frac{16,9}{0,5} = \underline{\underline{33,8 \text{ Nm}}}$		(20)

<i>Výpočet nominálního kroutícího momentu – návrh č. 3</i>		
Znamé parametry:	<i>Střižná síla poj. kolíku</i>	$F_s = 294,3 \text{ N}$
	<i>Vzdálenost kolíku od osy rotace</i>	$r = 57,5 \text{ mm}$
Parametry výpočtu:	<i>Moment na hnané řemenici</i>	$M_{k2} [\text{Nm}]$
Výpočet:		
$M_{k2} = F \cdot r = 294,3 \cdot 0,0575 = \underline{\underline{16,9 \text{ Nm}}}$		(21)

Příloha č. 6

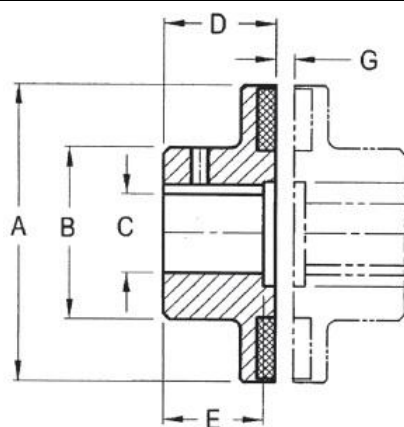
Parametry pojistné přírubové spojky



Velikost spojky SWK/B (BB)	Vypínací moment verze 1TKN [Nm]	Vypínací moment verze 2TKN [Nm]	Maximální otáčky [rpm]	Průměr spojky [mm]	Délka spojky SWK/B [mm]	Délka spojky SWK/BB [mm]
SWK/B-10	2-5	5-10	11800	49.5	36	47
SWK/B-30	5-15	10-30	9200	64.5	45	59
SWK/B-60	15-35	20-65	7600	79.5	58	75
SWK/B-80	15-40	30-80	6200	94.5	60	76
SWK/B-150	50-130	65-150	5800	94.5	60	76
SWK/B-200	30-90	80-200	5300	109.5	66	86
SWK/B-300	60-200	100-300	4800	119.5	74	95
SWK/B-500	80-250	200-500	4550	129.5	74	95
SWK/B-800	260-600	500-900	3400	169.5	110	132
SWK/B-1300	450-900	800-1300	3400	169.5	110	132
SWK/B-1600	500-1000	900-1600	3050	194.5	125	152

Příloha č. 7

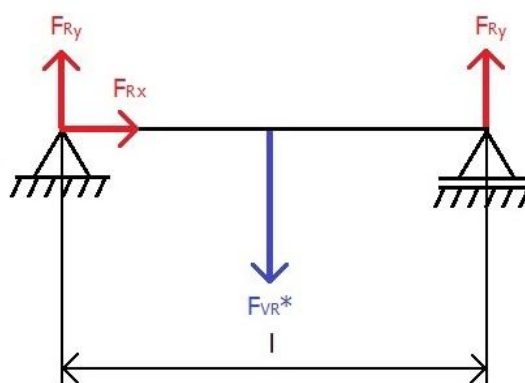
Parametry magnetické spojky



Objednací číslo	Max. rychlost ot/min	Hmotnost náboje [kg]	Nominální moment při vzduchové mezeře G [Nm]	Prokluzový moment při vzduchové mezeře G [Nm]	A [mm]	B [mm]	Max.vrtání C [mm]	D [mm]	E [mm]	Vzduchová mezera G [mm]
PMK 40	26000	0,1	0,5	0,6	43,7	20,6	7,90	15,0	15,0	4,8
PMK 50	23000	0,2	0,7	0,9	50,0	28,4	12,70	15,0	15,0	4,8
PMK 60	19000	0,3	1,0	1,4	60,0	38,1	19,05	19,1	19,1	4,8
PMK 70	15500	0,6	1,7	2,3	73,0	50,8	25,04	25,4	25,4	4,8
PMK 90	12000	1,0	4,1	4,5	93,5	69,9	34,93	25,4	25,4	6,4
PMK 110	10500	1,2	8,1	9,0	107,0	69,9	34,93	25,4	25,4	6,4
PMK 130	9000	2,4	12,2	13,5	127,0	69,9	41,28	38,1	31,8	6,4
PMK 150	7600	3,2	20,3	22,6	149,0	69,9	41,28	38,1	31,8	6,4
PMK 170	6700	4,7	30,5	33,9	169,0	108,0	53,98	47,6	41,4	6,4
PMK 190	5900	5,7	40,6	45,2	192,0	108,0	60,33	52,5	46,0	6,4

Luftspalt mm	Drehmoment							
	Nm PMK 20	Nm PMK 40	Nm PMK 50	Nm PMK 60	Nm PMK 70	Nm PMK 90	Nm PMK110	Nm PMK 130
7,00	0,17	0,27	0,43	0,57	0,79	1,60	6,38	6,62
6,50	0,19	0,31	0,49	0,65	0,98	1,78	6,80	7,50
6,00	0,22	0,35	0,55	0,77	1,15	2,00	7,54	8,53
5,50	0,27	0,41	0,65	0,88	1,34	2,35	8,50	9,71
5,00	0,30	0,47	0,75	1,02	1,57	2,75	9,60	11,09
4,50	0,35	0,55	0,86	1,18	1,83	3,27	10,60	12,56
4,00	0,40	0,63	1,00	1,37	2,16	3,86	11,80	14,32
3,50	0,49	0,73	1,18	1,59	2,52	4,59	12,90	16,38
3,00	0,55	0,86	1,37	1,86	2,97	5,46	14,10	18,64
2,50	0,62	1,00	1,61	2,18	3,52	6,47	15,43	22,56
2,00	0,71	1,18	1,88	2,57	4,17	7,54	16,72	26,49
1,50	0,58	1,37	2,24	3,02	4,98	8,60	18,09	29,92
1,00	0,85	1,59	2,63	3,59	5,93	9,55	16,69	33,00

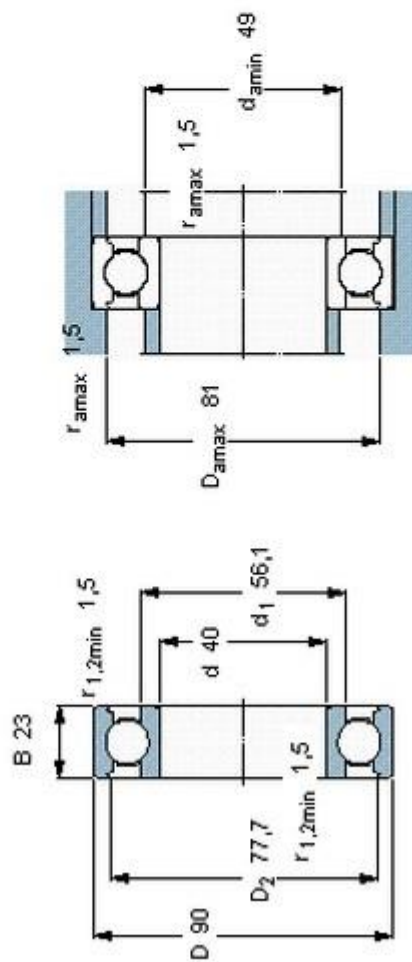
Příloha č. 8

Výpočet trvanlivosti ložisek		
Znamé parametry:	<i>Základní dynamická únosnost</i> <i>Rozchod ložisek</i> <i>Exponent rovnice trvanlivosti</i> <i>Otáčky hřídele</i> <i>Zatížení od řemen. převodu</i>	$C = 42,3 \text{ kN}$ $l = 223 \text{ mm}$ $p = 3$ $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ $F_{VR}^* = 684,3 \text{ N}$
Parametry výpočtu:	<i>Reakce od ložisek axiální</i> <i>Reakce od ložisek radiální</i> <i>Ekv. dynamické zatížení</i> <i>Trvanlivost ložisek</i>	$F_{Rx} [N]$ $F_{Ry} [N]$ $P [N]$ $L_h [h]$
Výpočet: 		
$2F_{Ry} - F_{VR}^* = 0$		(22)
$F_{Rx} = 0$		(23)
$F_{Ry} = \frac{F_{VR}^*}{2} = \frac{684,3}{2} = \underline{\underline{342,2 \text{ N}}}$		(24)
$P = F_{Ry} = \underline{\underline{342,2 \text{ N}}}$		(25)
$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{42300}{342,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600} = \underline{\underline{8744346 \text{ h}}}$		(26)

Příloha č. 9

Parametry ložiska 6308 SKF

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass
d	D	B	dynamic C	static C ₀	kN	r/min	Reference speed	Limiting speed
mm			kN					kg
40	90	23	42,3	24	1,02	17000		0,63



Calculation factors

k_r 0,03

f_0 13



Příloha č. 10

<i>Výpočet minimálního průměru hřídele</i>		
Znamé parametry:	<i>Střižná síla poj. kolíku</i>	$F_s = 294,3 \text{ N}$
	<i>Vzdálenost kolíku od osy rotace</i>	$r = 57,5 \text{ mm}$
	<i>Dovolené napětí v krutu</i>	$\tau_{Dk} = 450 \text{ MPa}$
Parametry výpočtu:	<i>Moment na hnané řemenici</i>	$M_{k2} [\text{Nm}]$
	<i>Min. průměr hřídele</i>	$d_{min} = [\text{mm}]$
Výpočet:		
$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16,9 \cdot 10^3}{\pi \cdot 450}} = \underline{\underline{5,8 \text{ mm}}}$		(27)

Příloha č. 11

Průběh prohnutí centrálního stolu v závislosti na jeho délce

